

Estudo da queima de briquetes de biomassa numa salamandra

Mariana Vale da Silva

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho

Orientadora do INEGI: Eng.^a Aida Cristina Soares Sanches



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho 2018

*“A vida é o que fazemos dela.
As viagens são os viajantes.
O que vemos não é o que vemos senão o que somos.”*

Fernando Pessoa

RESUMO

A presente dissertação foi realizada no âmbito da Unidade Curricular Dissertação, que se enquadra no 5º ano do plano de estudos da opção Energia Térmica do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, lecionado na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP). Este trabalho integra-se no projeto Biomassa-AP desenvolvido pela unidade de Energia do INEGI em parceria com outros centros de investigação e instituições de ensino superior para promover a valorização energética de novos biocombustíveis.

Os objetivos do presente trabalho recaem sobre duas vertentes distintas: a primeira no estudo do desempenho térmico de uma caldeira doméstica a lenha com diversos tipos de combustíveis sólidos; e a segunda no estudo simplista da taxa de queima de partículas de material lenhoso. Para ambas as vertentes, foram utilizados briquetes comerciais da Brique Raro, briquetes produzidos no Instituto Politécnico de Viseu a partir de resíduos de biomassa florestal como serrim de pinho e aparas de poda de videira e ainda lenha de eucalipto. Para concretizar estes objetivos, procedeu-se à montagem da instalação experimental que, para além da caldeira, inclui vários componentes utilizados nas medições ao longo dos ensaios.

No primeiro ensaio realizado, avaliou-se a influência do tipo de combustível sólido e do caudal mássico no desempenho da caldeira, considerando condições aproximadas de regime permanente. O rendimento térmico foi calculado pelo método direto, concluindo-se que a caldeira tem um funcionamento muito semelhante para os diversos tipos de combustível, e independentemente do caudal mássico de alimentação. Foi também monitorizada a composição molar, na base seca, dos gases de combustão (O_2 , CO_2 , CO , NO e NO_2), verificando-se maior emissão de CO no ensaio com briquetes de aparas de poda de videira e maior emissão de NO_x nos ensaios usando briquetes comerciais. O aumento do caudal mássico de combustível provocou uma diminuição do excesso de ar que se refletiu num aumento da temperatura dos gases de exaustão e numa diminuição da emissão de CO .

No segundo tipo de ensaio, procedeu-se a um estudo simplista da taxa de queima dos briquetes, monitorizando-se o decaimento da sua massa e a temperatura da chama no interior da caldeira. Considerando condições próximas de regime permanente, estudaram-se dois modelos de queima: o modelo de queima a massa volúmica da partícula constante e o modelo de queima a tamanho da partícula constante. Para cada modelo, analisou-se a evolução da resistência global da queima com o decaimento do diâmetro da partícula, concluindo-se que a queima ocorria, aproximadamente, a tamanho constante. Obtiveram-se valores elevados do número de Sherwood, demonstrando que os efeitos convectivos no interior da fornalha foram significativos.

ABSTRACT

This dissertation was developed within the Integrated Master's in Mechanical Engineering syllabus in Thermal Energy branch of the same course, regarding the 5th grade course Dissertation, taught at the Faculty of Engineering of University of Porto (FEUP). This work is integrated in Biomassa-AP project developed by the INEGI's Energy unit with others research centers and institutions of higher education, with the aim of promoting the energetic valorization of new biofuels.

The primary goal of the present work falls into two distinct aspects: the first in the study of the thermal performance of a domestic boiler with several types of solid biofuels; and the second in the analysis of the burning rate of woody material particles. Commercial briquettes of Briquete Raro, briquettes produced at Polytechnic Institute of Viseu from forest biomass residues such as pine sawdust and vine pruning and also eucalyptus wood were used in both tests. In order to be able to perform the combustion tests, an experimental setup which, in addition to the boiler, includes several components used throughout the tests, was prepared.

For the first test, the influence of different types of solid fuels and mass flow rates were evaluated in the boiler performance at steady state. Its thermal efficiency was calculated through the direct method. On average, the boiler presented a very similar operation for the various types of fuel, regardless of the mass flow rate of the feeding. The molar composition of the exhaust gases (O_2 , CO_2 , CO , NO e NO_2), in dry basis, was also monitored. CO levels were higher in the test using briquettes of vine pruning wood and NO_x emissions were greater in the tests using commercial briquettes. The results revealed that increasing fuel mass flow rate decreased excess air, which was reflected in the increasing of exhaust gas temperature and the reduction of CO emissions.

For the second type of test, a simplistic study of the combustion rate was carried out, monitoring the decay of its mass and the temperature of the flame inside the boiler. Considering conditions close to steady state, two models of burning conditions were studied: the constant particle density burning model and the constant particle diameter burning model. For each model, the evolution of the global resistance to the combustion with the decay of the particle diameter was analyzed and it was possible to conclude that the burning occurred approximately with constant particle size. The high values obtained for the Sherwood number revealed that there were significant convective effects inside the furnace.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador e Professor Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho, agradeço por todos os conhecimentos transmitidos, pela disponibilidade demonstrada para o esclarecimento de dúvidas, pela orientação, sugestões e motivação ao longo deste trabalho, sem os quais a realização desta dissertação não teria sido possível.

À minha orientadora no INEGI, Engenheira Aida Cristina Soares Sanches, agradeço pela disponibilidade demonstrada, pelas sugestões, conselhos e toda a ajuda facultada durante o projeto.

Agradeço ao INEGI por facultar as instalações necessárias para a realização desta dissertação e, em especial, ao Engenheiro Vítor Ferreira pela motivação prestada nos momentos mais necessitados e pelo apoio e disponibilidade demonstrada em todas as fases do presente trabalho.

A todos os meus amigos que acompanharam de perto o meu percurso, obrigada por todos os momentos partilhados, em especial, à Sara Quesado, à Rosa Moreira e à Maria Inês Rodrigues por acreditarem em mim e serem a minha companhia diária.

Ao Pedro Oliveira, agradeço pelo apoio incondicional.

Finalmente, agradeço aos meus pais e irmã pelas oportunidades, pela confiança depositada, pelo infindável apoio, pela compreensão e, sem esquecer, pela paciência demonstrada ao longo de todo o meu percurso académico. Obrigada por tudo o que escrevo e por tudo o que as palavras não são suficientes.

ÍNDICE DE CONTEÚDOS

1. Introdução	1
1.1. Enquadramento energético	1
1.2. Enquadramento do projeto e motivação	6
1.3. INEGI	6
1.4. Objetivos do projeto	7
1.5. Método seguido no estudo	7
1.6. Estrutura da dissertação	8
2. Biomassa.....	9
2.1. Propriedades da biomassa.....	11
2.2. Biomassa florestal	15
3. Tecnologias de conversão da biomassa	17
3.1. Processo de briquetagem	22
3.2. Combustão	25
3.2.1. Estágios da combustão.....	27
3.2.2. Poluentes resultantes da combustão	29
3.2.3. Análise do rendimento da combustão.....	31
4. Caracterização dos combustíveis.....	35
4.1. Teor de humidade	37
4.2. Composição química dos briquetes	37
5. Instalação experimental	41
5.1. Caldeira.....	43
5.2. Balanças.....	48
5.3. Caudalímetro	48
5.4. Tubo de Pitot standard.....	49
5.5. Termopares	50
5.6. Analisadores dos gases de combustão	51

6. Procedimento experimental	53
6.1. Ensaio do desempenho térmico	53
6.1.1. Fase de arranque	53
6.1.2. Regime permanente	54
6.2. Ensaio da taxa de queima	55
7. Procedimento de cálculo.....	57
7.1. Ensaio do desempenho térmico	57
7.1.1. Determinação do caudal mássico de combustível	58
7.1.2. Determinação do caudal mássico dos gases de combustão	59
7.1.3. Determinação do teor de cinzas do combustível	60
7.1.4. Determinação da equação estequiométrica.....	60
7.1.5. Determinação da equação da reação real de combustão.....	62
7.1.6. Determinação do rendimento térmico: método direto	65
7.1.7. Determinação das perdas térmicas	67
7.1.8. Determinação da temperatura adiabática de chama	69
7.2. Ensaio da taxa de queima	71
7.2.1. Queima a massa volúmica constante	73
7.2.2. Queima a tamanho constante	76
8. Resultados e discussão	80
8.1. Ensaio do desempenho térmico	80
8.1.1. Fase de arranque	80
8.1.2. Regime permanente	82
8.2. Ensaio da taxa de queima	109
8.2.1. Queima a massa volúmica constante	120
8.2.2. Queima a tamanho constante	123
9. Conclusões.....	128
10. Sugestões para trabalhos futuros	133

Referências	135
Anexo A: Calibrações.....	141
Anexo B: Algoritmo do EES	145
Anexo C: Ensaaios do desempenho térmico	155
Anexo D: Ensaaios da taxa de queima	159
Anexo E: Fotografias dos ensaios da taxa de queima	163
Anexo F: Resultados dos ensaios da taxa de queima	167
Anexo G: Análise de incertezas	171

NOMENCLATURA

Abreviaturas

AIE	Agência Internacional de Energia
DGEG	Direção Geral de Energia e Geologia
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
ESTGV	Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu
FER	Fontes de Energia Renovável
GEE	Gases de Efeito de Estufa
HAP	Hidrocarbonetos Aromáticos Policíclicos
ICNF	Instituto da Conservação da Natureza e das Florestas
INEGI	Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial
IPV	Instituto Politécnico de Viseu
kg _{gas}	Quilograma de ar seco
kg _{comb}	Quilograma de combustível
ktep	Milhares de toneladas equivalentes de petróleo
Mtep	Milhões de toneladas equivalentes de petróleo
OCDE	Organização de Cooperação e Desenvolvimento Económico
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
FEUP	Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
UE	União Europeia

Símbolos

A	Área da secção da conduta [m^2]
AC	Razão ar-combustível
B_i	Incerteza sistemática do parâmetro i
CA	Razão combustível-ar
\tilde{c}_{ag}	Calor específico mássico médio da água [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
\tilde{c}_{comb}	Calor específico mássico médio do combustível [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
\tilde{c}_{Par}	Calor específico mássico médio a pressão constante do ar seco [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
\tilde{c}_{Pg}	Calor específico mássico médio a pressão constante dos gases húmidos de exaustão [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
$\tilde{c}_{P_{Pi}}$	Calor específico mássico médio a pressão constante do produto i [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
$\tilde{c}_{P_{Ri}}$	Calor específico mássico médio a pressão constante do reagente i [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
\tilde{c}_{P_v}	Calor específico mássico médio a pressão constante do vapor de água no ar [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]
C_∞	Concentração molar de O_2 no infinito [kmol/m^3]
D	Diâmetro da conduta [m]
D_g	Difusibilidade do O_2 no ar [m^2/s]
d	Diâmetro da partícula de carbono [m]
d_i	Diâmetro inicial da partícula de carbono [m]
d_n	Diâmetro do núcleo carbonoso da partícula [m]
d_s	Diâmetro da superfície exterior da partícula de carbono [m]
e	Excesso de ar [%]
$erro_{eq}$	Erro relativo do caudal mássico dos gases de combustão, recorrendo aos coeficientes da equação real de combustão [%]
$erro_{Pitot}$	Erro relativo do caudal mássico dos gases de combustão, recorrendo ao tudo de Pitot standard [%]

f	Fator de correção
h_{lv}	Entalpia latente de vaporização da água [kJ/kg]
H_{Pi}	Entalpia dos produtos no estado i [kJ]
H_{Ri}	Entalpia dos reagentes no estado i [kJ]
$hum_{comb,h}$	Humidade do combustível na base húmida [%]
$hum_{comb,s}$	Humidade do combustível na base seca [%]
K	Constante global da reação [m/s]
k_c	Constante da taxa da reação $C + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO$ [m/s]
M_i	Massa molecular do constituinte i [kg/kmol]
M_h	Massa molecular dos gases húmidos de combustão [kg/mol]
m_{ag}	Massa de água [kg]
$m_{ar,h}$	Massa de ar húmido [kg/kg _{comb}]
$m_{ar,s}$	Massa de ar seco [kg/kg _{comb}]
$m_{at,s}$	Massa de ar seco teórica [kg/kg _{comb}]
m_{ab}	Massa registada pela balança 2 imediatamente antes de se colocarem os briquetes na caldeira [kg]
m_{ac}	Massa registada pela balança 2 antes de se retirarem as cinzas da caldeira [kg]
$m_{comb,i}$	Massa do combustível do tipo i [kg]
m_{db}	Massa registada pela balança 2 imediatamente depois de se colocarem os briquetes na caldeira [kg]
m_{dc}	Massa registada pela balança 2 depois de se retirarem as cinzas da caldeira [kg]
m_h	Massa húmida da amostra [kg]
m_j	Massa da amostra no intervalo j [kg]
m_s	Massa seca da amostra [kg]
\dot{m}_{ag}	Caudal mássico de água [kg/s; kg/min]

$\dot{m}_{ar,h}$	Caudal mássico de ar húmido [kg/s]
\dot{m}_c	Taxa de queima da partícula de carbono [kg/s]
\dot{m}_{CO}	Caudal mássico de monóxido de carbono nos produtos de combustão [kg/s]
\dot{m}_{comb}	Caudal mássico de combustível [kg/s]
\dot{m}_g	Caudal mássico dos gases de combustão [kg/s]
\dot{m}_{geq}	Caudal mássico dos gases de combustão, recorrendo ao balanço mássico da equação real de combustão [kg/s]
\dot{m}_{gPitot}	Caudal mássico dos gases de combustão, recorrendo ao tubo de Pitot standard [kg/s]
\dot{m}_{Pi}	Caudal mássico do produto i [kg/s]
\dot{m}_{Ri}	Caudal mássico do reagente i [kg/s]
n_{Pi}	Coefficientes estequiométricos dos produtos [kmol/kg _{comb}]
n_{Ri}	Coefficientes estequiométricos dos reagentes [kmol/kg _{comb}]
n'_{Pi}	Coefficientes da reação real de combustão dos produtos [kmol/kg _{comb}]
n'_{Ri}	Coefficientes da reação real de combustão dos reagentes [kmol/kg _{comb}]
P_{amb}	Pressão ambiente [Pa]
P_{cham}	Pressão estática da chaminé [Pa]
P_{din}	Pressão dinâmica [Pa]
P_{est}	Pressão estática [Pa]
P_{estg}	Pressão de estagnação [Pa]
P_i	Incerteza aleatória do parâmetro i
P_{O_2}	Pressão parcial do oxigénio [Pa]
PC_{CO}	Poder calorífico do monóxido de carbono [kJ/kg]
PCI_{comb}	Poder calorífico inferior do combustível [kJ/kg]
PCI_{corr}	Poder calorífico inferior corrigido [kJ/kg]
\dot{Q}_{CO}	Perda térmica por não queimados [kW]
\dot{Q}_{forn}	Potência térmica libertada na combustão dos briquetes [kW]

\dot{Q}_g	Perda térmica na corrente dos gases de exaustão [kW]
\dot{Q}_{gl}	Perda térmica latente na corrente dos gases de exaustão [kW]
\dot{Q}_{gs}	Perda térmica sensível na corrente dos gases de exaustão [kW]
\dot{Q}_{outras}	Perda térmica pelas fontes não contabilizadas [kW]
$\dot{Q}_{\acute{u}til}$	Potência térmica útil transferida para a água [kW]
r	Riqueza da mistura
\bar{R}	Constante universal dos gases perfeitos [J/(kmol·K)]
Re_d	Número de Reynolds
Sc	Número de Schmidt
Sh	Número de Sherwood
S_i	Desvio padrão do parâmetro i
T_{AC}	Temperatura adiabática de chama real [K]
$T_{AC,est}$	Temperatura adiabática de chama estequiométrica [K]
T_{amb}	Temperatura ambiente [K]
T_{chama}	Temperatura da chama [K]
T_{ent}	Temperatura da água à entrada da caldeira [K]
T_g	Temperatura dos gases de exaustão [K]
T_{sai}	Temperatura da água à saída da caldeira [K]
$t_{cinzas,i}$	Teor das cinzas do material i [%]
t_{ef}	Tempo efetivo do ensaio [min]
$t_{ent,j}$	Instante de entrada da amostra na caldeira no intervalo j [min]
t_j	Tempo fictício do intervalo j [s; min]
$t_{sai,j}$	Instante de saída da amostra da caldeira no intervalo j [min]
U_i	Incerteza global do parâmetro i
u	Velocidade do escoamento na proximidade da partícula a queimar [m/s]
\bar{u}	Velocidade média dos gases de combustão [m/s]

u_x	Velocidade local dos gases de combustão [m/s]
w_{ar}	Humidade absoluta do ar atmosférico [kg/kg _{as}]
$x_h(i)$	Fração molar do elemento i na base húmida [%]
$x_s(i)$	Fração molar do elemento i na base seca [%]
$x_s(O_2)_{ref}$	Fração molar de referência do oxigénio na base seca [%]
$x_s(P)$	Fração molar do poluente na base seca [%]
$x_s(P)_c$	Fração molar corrigida do poluente na base seca (a 13% O ₂) [%]
$x_t(CO_2)$	Fração molar teórica de dióxido de carbono [%]
$y_h(i)$	Fração mássica do elemento i na base húmida [%]
$y_s(i)$	Fração mássica do elemento i na base seca [%]

Símbolos gregos

α	Fração mássica de água no combustível [kg/kg _{comb}]
Δh_0	Entalpia específica de combustão [kJ/kg]
Δt	Intervalo de tempo [s; min]
ε	Porosidade da camada de cinzas
η_{comb}	Rendimento da combustão [%]
η_t	Rendimento térmico da caldeira [%]
η_{TC}	Rendimento da transferência de calor [%]
μ	Viscosidade dinâmica [Pa·s]
ρ	Massa volúmica do ar [kg/m ³]
ρ_a	Massa volúmica da camada de cinzas [kg/m ³]
ρ_g	Massa volúmica dos gases húmidos de combustão [kg/m ³]
ρ_n	Massa volúmica do núcleo carbonoso [kg/m ³]
ρ_p	Massa volúmica da partícula [kg/m ³]
φ_j	Fração queimada no intervalo j

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 – Consumo mundial de energia primária por fonte de energia. Adaptado de: IEA (2017a).....	2
Figura 1. 2 – Emissões dos GEE na UE em função dos setores de emissão. Adaptado de: EEA (2017).	4
Figura 1. 3 – Consumo de energia primária no mundo em 2015: contribuição das fontes de energia primária (à esquerda) e contribuição das regiões geográficas incluindo a categoria <i>bunkers</i> para a contribuição da aviação internacional e da marinha internacional (à direita). Adaptado de: IEA (2017b).	4
Figura 1. 4 – Consumo de energia primária no panorama energético português em 2016: contribuição das fontes de energia primária (à esquerda) e contribuição de cada FER no consumo de energia primária renovável (à direita). Adaptado de: DGEG (2017).....	5
Figura 2. 1 – Contribuição da energia elétrica, da biomassa e de outras renováveis na produção anual de energia renovável em Portugal, em 2016. Adaptado de: DGEG (2017).....	11
Figura 2. 2 – Ocupação das áreas do território português por uso (à esquerda) e das áreas florestais por espécie (à direita), em 2010. Adaptado de: ICNF (2013).....	15
Figura 3. 1 – Processos de conversão energéticos da biomassa.	17
Figura 3. 2 – Tecnologias de briquetagem: prensa do tipo pistão (à esquerda) e prensa do tipo parafuso (à direita). Adaptado de: Van Loo e Koppejan (2008).	24
Figura 3. 3 – Representação gráfica da temperatura em função do ar de combustão. Adaptado de: McGowan <i>et al.</i> (2010).....	26
Figura 3. 4 – Representação gráfica da massa do material em função do tempo. Adaptado de: Ferreira (2013).....	27
Figura 3. 5 – Representação esquemática do processo de combustão nos dois momentos: fornalha e permutador de calor. Adaptado de: Quaak <i>et al.</i> (1999).	31
Figura 3. 6 – Combustão adiabática a pressão constante. Adaptado de: Pinho (2011).....	33
Figura 4. 1 – Briquetes utilizados.....	35
Figura 4. 2 – Pormenor da estrutura heterogénea dos briquetes comerciais.	36
Figura 4. 3 – Lenha de eucalipto utilizada.....	36
Figura 4. 4 – Estufa laboratorial. Fonte: BINDER (2018).	37

Figura 5. 1 – Representação esquemática da instalação experimental.	41
Figura 5. 2 – Programa de aquisição no <i>software DASYLab</i>	42
Figura 5. 3 – Representação esquemática da caldeira e dimensões exteriores. Adaptado de: Solzaima (2015).....	43
Figura 5. 4 – Caldeira utilizada e câmara de combustão.	44
Figura 5. 5 – Circuitos de alimentação de ar na caldeira.....	45
Figura 5. 6 – Circulação dos gases de combustão na câmara inferior da caldeira.	45
Figura 5. 7 – Representações esquemáticas do circuito dos gases na caldeira.....	46
Figura 5. 8 – Representação esquemática da caldeira e principais constituintes. Adaptado de: Solzaima (2017).....	47
Figura 5. 9 – Balança 1 <i>Kern EW6000-IM</i> ; balança 2 <i>Gram Tortuga GL1500</i> . Fonte: Kern (2018); GRAM (2018).....	48
Figura 5. 10 – Tubo de Pitot utilizado.	49
Figura 5. 11 – Análise termográfica e caldeira utilizada.	50
Figura 6. 1 – Sistema de pesagem da amostra no ensaio da taxa de queima.....	55
Figura 7. 1 – Representação esquemática da partícula no modelo de queima a tamanho da partícula constante. Adaptado de: Pinho (2011).....	76
Figura 7. 2 – Representação esquemática da evolução do diâmetro do núcleo da partícula no modelo de queima a tamanho da partícula constante. Adaptado de: Pinho (2011).....	76
Figura 8. 1 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante a fase de arranque (primeira parte).	81
Figura 8. 2 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante a fase de arranque (segunda parte).	81
Figura 8. 3 – Fotografias das cinzas depois dos ensaios P1, V1 e E2.	84
Figura 8. 4 – Evolução do rendimento térmico durante o ensaio do desempenho térmico (primeira parte).	85
Figura 8. 5 – Evolução do rendimento térmico durante o ensaio do desempenho térmico (segunda parte).	86

Figura 8. 6 – Rendimento térmico em função do tipo de combustível e do caudal mássico de alimentação.....	88
Figura 8. 7 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão, concentração de oxigénio e de dióxido de carbono durante o ensaio do desempenho térmico C1.	91
Figura 8. 8 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o ensaio do desempenho térmico (primeira parte).....	92
Figura 8. 9 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o ensaio do desempenho térmico (segunda parte).	92
Figura 8. 10 – Temperatura dos gases de exaustão em função do caudal mássico de combustível.	93
Figura 8. 11 – Excesso de ar em função da concentração de oxigénio.	95
Figura 8. 12 – Excesso de ar em função do caudal mássico de combustível.	95
Figura 8. 13 – Evolução da concentração de monóxido de carbono durante o ensaio do desempenho térmico (primeira parte).....	96
Figura 8. 14 – Evolução da concentração de monóxido de carbono durante o ensaio do desempenho térmico (segunda parte).	97
Figura 8. 15 – Evolução da concentração de óxido nítrico durante o ensaio do desempenho térmico.....	97
Figura 8. 16 – Evolução da concentração de dióxido de azoto durante o ensaio do desempenho térmico.....	97
Figura 8. 17 – Emissões de dióxido de carbono para os combustíveis utilizados.....	98
Figura 8. 18 – Emissões de monóxido de carbono para os combustíveis utilizados.....	99
Figura 8. 19 – Emissões de óxido nítrico para os combustíveis utilizados.	100
Figura 8. 20 – Emissões de dióxido de azoto para os combustíveis utilizados.	100
Figura 8. 21 – Emissões de monóxido de carbono em função da concentração de oxigénio.	101
Figura 8. 22 – Emissões de óxidos de azoto em função da concentração de oxigénio.	102
Figura 8. 23 – Posicionamento do termopar para medição da temperatura da chama.	103
Figura 8. 24 – Evolução da temperatura da chama durante o ensaio do desempenho térmico (primeira parte).....	103

Figura 8. 25 – Evolução da temperatura da chama durante o ensaio do desempenho térmico (segunda parte).	103
Figura 8. 26 – Temperatura adiabática de chama real em função do excesso de ar.....	105
Figura 8. 27 – Temperatura média da chama em função do excesso de ar.	106
Figura 8. 28 – Evolução da temperatura da chama medida pelo termopar e das temperaturas adiabáticas de chama real e estequiométrica durante o ensaio do desempenho térmico C1..	107
Figura 8. 29 – Evolução da temperatura da chama medida pelo termopar e das temperaturas adiabáticas de chama real e estequiométrica em função do excesso de ar.	108
Figura 8. 30 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão, concentração de oxigénio e de dióxido de carbono durante o ensaio da taxa de queima C6.	110
Figura 8. 31 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o ensaio da taxa de queima (primeira parte).	110
Figura 8. 32 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o ensaio da taxa de queima (segunda parte).....	111
Figura 8. 33 – Evolução da concentração de oxigénio e de dióxido de carbono durante o ensaio da taxa de queima (primeira parte).	112
Figura 8. 34 – Evolução da concentração de oxigénio e de dióxido de carbono durante o ensaio da taxa de queima (segunda parte).	112
Figura 8. 35 – Evolução da temperatura da chama durante o ensaio da taxa de queima (primeira parte).....	113
Figura 8. 36 – Evolução da temperatura da chama durante o ensaio da taxa de queima (segunda parte).....	113
Figura 8. 37 – Evolução da variação da massa entre dois instantes consecutivos em relação à massa inicial (valores pontuais) e da temperatura da chama (linha azul).	115
Figura 8. 38 – Evolução da variação da massa entre dois instantes consecutivos em relação à massa no instante anterior (valores pontuais) e da temperatura da chama (linha azul).....	116
Figura 8. 39 – Evolução da fração queimada durante o ensaio da taxa de queima (primeira parte).....	117
Figura 8. 40 – Evolução da fração queimada durante o ensaio da taxa de queima (segunda parte).	118

Figura 8. 41 – Declive do ajustamento linear em função da temperatura média da chama. ..	119
Figura 8. 42 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima P1.....	120
Figura 8. 43 – Evolução da resistência global da queima em função do diâmetro da partícula: correlação para o modelo de queima a massa volúmica da partícula constante.....	121
Figura 8. 44 – Evolução da resistência global da queima em função do diâmetro da partícula: correlação para o modelo de queima a tamanho da partícula constante.....	124
Figura A. 1 – Esquema da instalação utilizada na calibração do caudalímetro.....	141
Figura A. 2 – Curva de calibração do caudalímetro.	142
Figura B. 1 – Algoritmo do EES: introdução dos <i>inputs</i>	145
Figura B. 2 – Algoritmo do EES: cálculo dos coeficientes da equação estequiométrica.	146
Figura B. 3 – Algoritmo do EES: cálculo dos coeficientes da equação real de combustão (primeira parte).	146
Figura B. 4 – Algoritmo do EES: cálculo dos coeficientes da equação real de combustão (segunda parte).	147
Figura B. 5 – Algoritmo do EES: cálculo do rendimento e das perdas térmicas.	148
Figura B. 6 – Algoritmo do EES: cálculo da temperatura adiabática de chama real (primeira parte).	149
Figura B. 7 – Algoritmo do EES: cálculo da temperatura adiabática de chama real (segunda parte).	150
Figura B. 8 – Algoritmo do EES: cálculo da temperatura adiabática de chama estequiométrica.	151
Figura B. 9 – Resultados do algoritmo do EES.	152
Figura B. 10 – Tabela de <i>Arrays</i> do EES: temperatura adiabática de chama real.....	153
Figura B. 11 – Tabela de <i>Arrays</i> do EES: temperatura adiabática de chama estequiométrica.	153
Figura C. 1 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio C2.	155
Figura C. 2 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio C3.	155

Figura C. 3 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio C4.	156
Figura C. 4 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio C5.	156
Figura C. 5 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio C6.	156
Figura C. 6 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio P1.	157
Figura C. 7 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio V1.	157
Figura C. 8 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio E1.	157
Figura C. 9 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio E2.	158
Figura E. 1 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima C3.	163
Figura E. 2 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima C4.	163
Figura E. 3 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima C5.	164
Figura E. 4 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima C6.	164
Figura E. 5 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima V1.	164
Figura E. 6 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima E1.	165
Figura E. 7 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima E2.	165

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1. 1 – Metas objetivas e obrigatórias para 2020, 2030 e 2050. Fonte: DGEG (2018)....	3
Tabela 2. 1 – Constituintes lignocelulósicos de alguns exemplos de biomassa.....	11
Tabela 2. 2 – Vantagens e desvantagens do uso da biomassa como fonte de energia	16
Tabela 3. 1 – Comparação entre as propriedades e características dos péletes e briquetes.....	19
Tabela 4. 1 – Combustíveis lenhosos utilizados nos ensaios: diâmetro e teor de humidade....	37
Tabela 4. 2 – Composição imediata e elementar dos combustíveis sólidos.....	38
Tabela 4. 3 – Comparação dos valores de composição elementar e poderes caloríficos para os briquetes de serrim de pinho.....	40
Tabela 8. 1 – Condições de operação da caldeira nos ensaios realizados	82
Tabela 8. 2 – Caudais mássicos de combustível, de ar e dos gases de combustão.....	84
Tabela 8. 3 – Rendimento térmico da caldeira nos ensaios realizados.....	87
Tabela 8. 4 – Análise das perdas térmicas dos ensaios realizados	89
Tabela 8. 5 – Temperatura ambiente e das superfícies da caldeira nos ensaios realizados.....	90
Tabela 8. 6 – Composição dos gases de combustão dos ensaios realizados	94
Tabela 8. 7 – Emissão de poluentes na base de referência dos ensaios realizados	98
Tabela 8. 8 – Temperatura média da chama e temperaturas adiabáticas de chama estequiométrica e real	104
Tabela 8. 9 – Resultados do modelo de queima a massa volúmica da partícula constante	122
Tabela 8. 10 – Resultados do modelo de queima a tamanho da partícula constante.....	125
Tabela 8. 11 – Resultados da velocidade do escoamento na proximidade da partícula a queimar	126
Tabela A. 1 – Valores lidos para a calibração (primeira parte).....	144
Tabela A. 2 – Valores lidos para a calibração (segunda parte)	144
Tabela D. 1 – Ensaio da taxa de queima C3.....	159
Tabela D. 2 – Ensaio da taxa de queima C4.....	159
Tabela D. 3 – Ensaio da taxa de queima C5.....	160
Tabela D. 4 – Ensaio da taxa de queima C6.....	160

Tabela D. 5 – Ensaio da taxa de queima P1	161
Tabela D. 6 – Ensaio da taxa de queima V1.....	161
Tabela D. 7 – Ensaio da taxa de queima E1	162
Tabela D. 8 – Ensaio da taxa de queima E2	162
Tabela F. 1 – Resultados do ensaio da taxa de queima C3.....	167
Tabela F. 2 – Resultados do ensaio da taxa de queima C4.....	167
Tabela F. 3 – Resultados do ensaio da taxa de queima C5.....	168
Tabela F. 4 – Resultados do ensaio da taxa de queima C6.....	168
Tabela F. 5 – Resultados do ensaio da taxa de queima P1	169
Tabela F. 6 – Resultados do ensaio da taxa de queima V1	169
Tabela F. 7 – Resultados do ensaio da taxa de queima E1	170
Tabela F. 8 – Resultados do ensaio da taxa de queima E2.....	170
Tabela G. 1 – Características dos analisadores utilizados (valores em volume seco).....	172
Tabela G. 2 – Incertezas aleatórias associadas à medição da concentração dos gases de exaustão	172
Tabela G. 3 – Incertezas sistemáticas associadas à medição da concentração dos gases de exaustão	172
Tabela G. 4 – Incertezas globais associadas à medição da concentração dos gases de exaustão	173
Tabela G. 5 – Determinação das incertezas associadas à medição das temperaturas	174
Tabela G. 6 – Valores para a determinação do erro do ajuste da correlação para um intervalo de confiança de 95%.....	176

1. INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo, apresenta-se uma contextualização da situação energética atual no Mundo e em Portugal, seguida do enquadramento do tema do projeto. Apresentam-se, ainda, os objetivos do trabalho, a metodologia estratégica adotada e a respetiva organização da presente dissertação.

1.1. Enquadramento energético

Na sequência da crise petrolífera despoletada em 1973, a Organização de Cooperação e Desenvolvimento Económico (OCDE), entidade com 34 países membros (incluindo Portugal), destinada à elaboração de estatísticas da vida económica dos seus países aderentes, impulsionou a criação da Agência Internacional de Energia (AIE). Coordenar as questões relacionadas com o aprovisionamento petrolífero, promover políticas de energia racional num contexto global, melhorar a estrutura do fornecimento e procura mundial de energia e aumentar a eficiência na utilização de energia são alguns dos objetivos da AIE (DGEG, 2018).

Segundo o relatório anual *International Energy Outlook 2017* (IEA, 2017a), estima-se que o consumo mundial de energia aumente cerca de 28% entre 2015 e 2040. Os países não pertencentes à OCDE apresentam um consumo de energia superior, com uma tendência fortemente crescente, sendo justificada pelo crescimento exponencial da população e desenvolvimento económico dos países em causa. Estima-se um aumento de 41% no consumo de energia nos países não pertencentes à OCDE, contrastando com o aumento estimado de 9% dos países pertencentes à mesma organização.

Na Figura 1.1, apresenta-se a evolução do consumo de energia primária mundial desde 1990 até 2015 e as previsões de 2015 até 2040, em função das cinco fontes de energia atualmente utilizadas, nomeadamente petróleo, carvão, gás natural, fontes de energia renovável (FER) e energia nuclear. Analisando a figura, constata-se que o carvão é o único combustível que não apresenta uma tendência crescente, tal explica-se devido à desaceleração da produção de carvão na China resultante da nova política ambiental, e à diminuição do consumo nos

Estados Unidos (IEA, 2017a). Apesar de se prever que as FER apresentem a maior taxa de crescimento, é ainda previsto que os combustíveis fósseis continuem a ser os responsáveis pela maioria do consumo mundial de energia até 2040.

Consumo mundial de energia primária por fonte de energia (EJ)

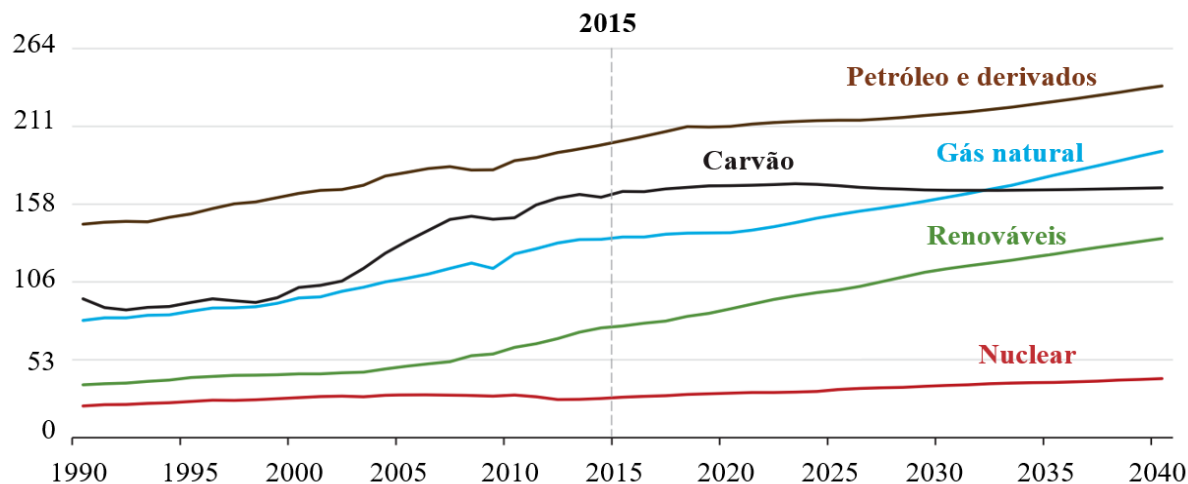


Figura 1. 1 – Consumo mundial de energia primária por fonte de energia. Adaptado de: IEA (2017a).

Estima-se que o consumo mundial de petróleo e derivados cresça de 95 milhões de barris por dia, em 2015, para 113 milhões de barris por dia em 2040. Mais de 80% do aumento do consumo dos combustíveis supramencionados remete para os países asiáticos não pertencentes à OCDE, como é o caso da China e da Índia, sendo uma consequência do rápido crescimento do sector industrial e de transportes nestes países. Ainda de acordo com o mesmo relatório anual (IEA, 2017a), o setor industrial é o que predomina no consumo energético total, correspondendo a mais de 50% do consumo entre 1990 e 2040.

Relativamente às emissões de dióxido de carbono relacionadas com o consumo energético mundial, estima-se uma redução da taxa de crescimento, sendo o reflexo da diminuição do consumo de carvão e do aumento da utilização das FER, como a eólica e a solar (IEA, 2017a). Segundo o relatório anual *BP Energy Outlook 2017* (BP, 2017), estima-se que o aumento das emissões de dióxido carbono entre 2015 e 2035 apresente a menor taxa de crescimento para períodos de 20 anos desde 1965, sendo cerca de um terço da taxa verificada nos passados 20 anos: 0,6% por ano versus 2,1% por ano.

No final do século XX, observou-se uma maior sensibilização e tomada de consciência face às alterações climáticas, sendo esta problemática atualmente reconhecida como o maior desafio do século XXI. De uma forma geral, as alterações climáticas são resultado do aquecimento global, em virtude da acumulação dos gases de efeito de estufa (GEE) nas camadas superiores da atmosfera, promovendo o aumento da temperatura da superfície terrestre. No

sentido de estabilizar as concentrações dos GEE na atmosfera, visando um desenvolvimento económico sustentável, têm sido organizadas diversas iniciativas das quais se encontra a Convenção Quadro das Nações Unidas sobre as Alterações Climáticas e o Protocolo de Quioto, em 1997 (DGEG, 2018).

O Protocolo de Quioto foi o primeiro tratado jurídico internacional que explicitamente pretende limitar as emissões quantificadas dos GEE dos países desenvolvidos. A assinatura do mesmo impulsionou a criação do Programa Europeu para as Alterações Climáticas, lançado em 2000, com o principal objetivo de elaborar políticas e medidas com as quais a União Europeia (UE) se propunha a cumprir o desafio do Protocolo de Quioto. Em 2005, foi lançada a segunda fase do Programa Europeu para as Alterações Climáticas, alargando o seu horizonte de aplicabilidade (APA, 2018). Entretanto, no Conselho Europeu de março de 2007, foi estabelecido um plano de melhoria para a política climática e energética da UE conhecido como “Objetivos 20-20-20”, estabelecendo metas objetivas e obrigatórias para 2020. Posteriormente, no Conselho Europeu de outubro de 2014, foram estabelecidas metas de energia e clima para 2030 e 2050. Estas metas encontram-se apresentadas na Tabela 1.1 e são entendidas como a base necessária à transição para uma economia europeia hipocarbónica competitiva (DGEG, 2018).

Tabela 1. 1 – Metas objetivas e obrigatórias para 2020, 2030 e 2050. Fonte: DGEG (2018)

Metas	Objetivos
2020	<ul style="list-style-type: none"> • 20% de redução nas emissões dos GEE relativamente aos níveis de 1990; • 20% de aumento na eficiência energética; • 20% de aumento na energia proveniente de FER no consumo de energia final.
2030	<ul style="list-style-type: none"> • 40% de redução nas emissões dos GEE relativamente aos níveis de 1990; • 27 – 30% de aumento na eficiência energética; • 27% de aumento na energia proveniente de FER no consumo de energia final.
2050	<ul style="list-style-type: none"> • 80 – 95% de redução nas emissões dos GEE relativamente aos níveis de 1990.

De acordo com o relatório *Total greenhouse gas emission trends and projections* (EEA, 2017), estima-se que a emissão dos GEE reduza em 26% até 2020 relativamente aos níveis de 1990, permitindo superar a meta atribuída nos “Objetivos 20-20-20”. Contudo, estima-se uma redução em apenas 30 a 32% até 2030, não sendo previsível ultrapassar o objetivo da redução de 40% para 2030. A evolução das emissões dos GEE na União Europeia desde 1990 até 2015, em função de cada setor de emissão, apresenta-se na Figura 1.2, observando-se a predominância no setor de energia, de transporte e industrial.

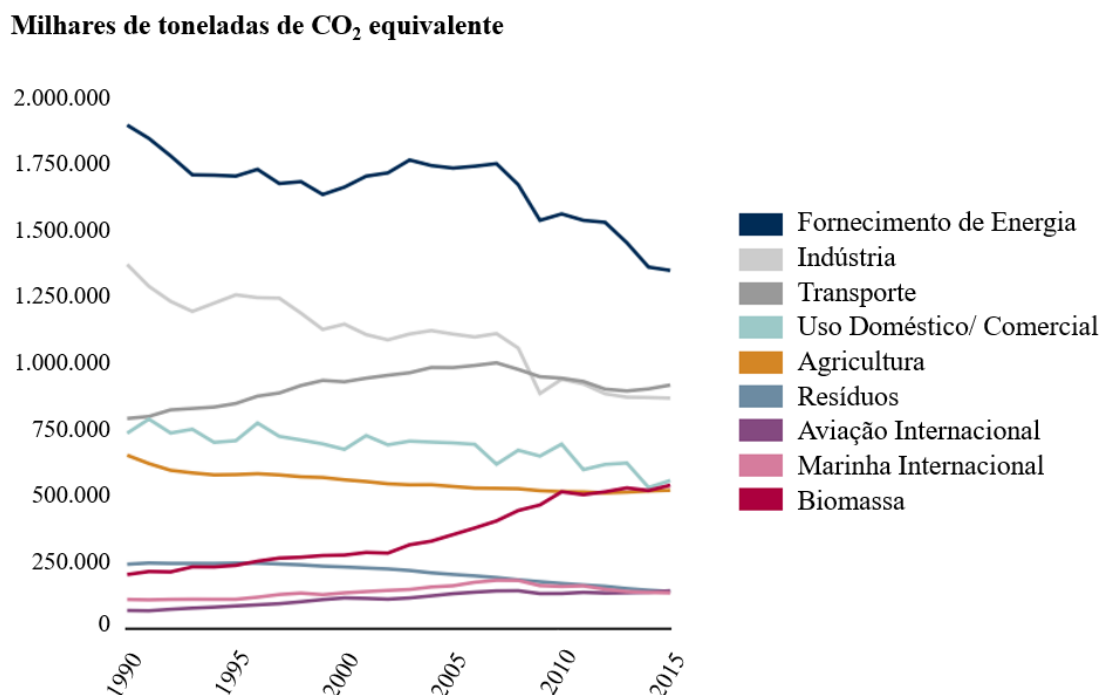


Figura 1. 2 – Emissões dos GEE na UE em função dos setores de emissão. Adaptado de: EEA (2017).

De seguida, são apresentadas estatísticas sobre o consumo mundial de energia primária, relativamente ao ano de 2015, para um consumo total de energia de 13.647 milhões de toneladas equivalentes de petróleo (Mtep) (IEA, 2017b). A Figura 1.3 (lado esquerdo) representa a contribuição das fontes de energia primária no panorama energético mundial, em 2015, observando-se a supremacia dos combustíveis fósseis, representando 81,4% do consumo total, seguindo-se as FER com 13,7% e a energia nuclear com 4,9%. Por sua vez, na Figura 1.3 (lado direito) apresenta-se a contribuição de cada região geográfica no consumo mundial de energia primária, em 2015, observando-se a primazia da Ásia, com quase metade do consumo mundial, corroborando a grande influência da China e da Índia mencionada anteriormente.

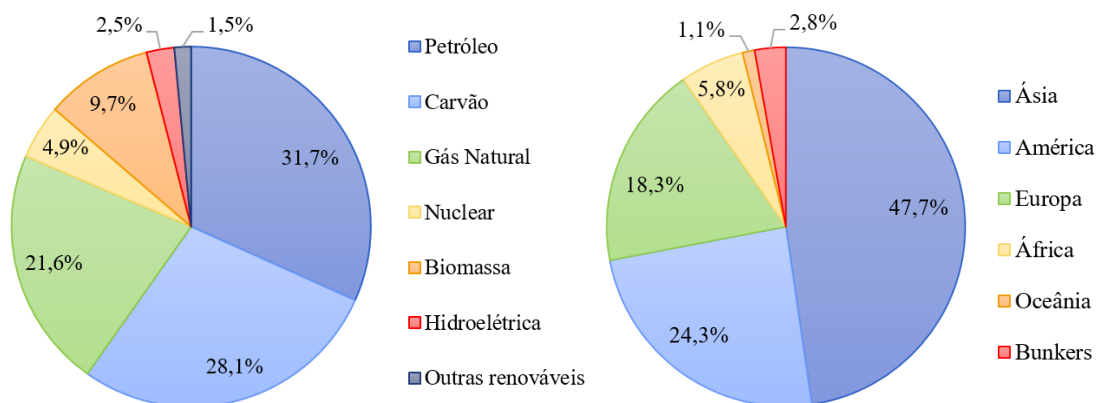


Figura 1. 3 – Consumo de energia primária no mundo em 2015: contribuição das fontes de energia primária (à esquerda) e contribuição das regiões geográficas incluindo a categoria *bunkers* para a contribuição da aviação internacional e da marinha internacional (à direita). Adaptado de: IEA (2017b).

Também se considerou oportuno analisar os dados relativos ao panorama energético nacional, apresentando-se na Figura 1.4 (lado esquerdo) a contribuição das fontes de energia no consumo total de energia primária em Portugal, em 2016, para um consumo total de 21.918 milhares de toneladas equivalentes de petróleo (ktep) (DGEG, 2017). Ainda na Figura 1.4 (lado direito) é possível analisar a contribuição de cada FER no consumo de energia primária renovável. Verifica-se que 25% da energia primária tem origem em fontes renováveis, sendo a biomassa a que representa a maior parcela, seguindo-se a hidroelétrica e a eólica. Importa referir que a biomassa, no gráfico seguinte, inclui lenhas e resíduos florestais, licores sulfíticos, péletes e briquetes, biogás, biocombustíveis líquidos e a fração renovável dos resíduos sólidos urbanos.

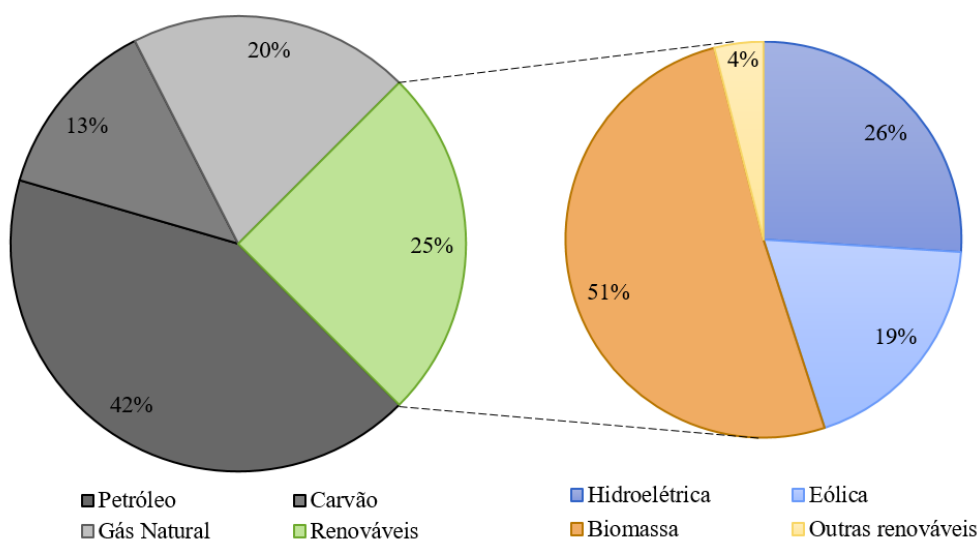


Figura 1. 4 – Consumo de energia primária no panorama energético português em 2016: contribuição das fontes de energia primária (à esquerda) e contribuição de cada FER no consumo de energia primária renovável (à direita). Adaptado de: DGEG (2017).

Como analisado na figura anterior, cerca de 75% da energia consumida em Portugal provém de combustíveis fósseis. Sendo Portugal um país com escassos recursos energéticos fósseis, existe, consequentemente, uma elevada dependência energética do exterior, sendo o sétimo país membro da EU-28 com o valor mais elevado (Eurostat, 2017). Para combater a dependência energética, a Diretiva 2009/28/CE de 23 de abril de 2009 fixou, para Portugal, um objetivo para a incorporação das FER no consumo final bruto de energia de 31%, até 2020. Ainda na mesma diretiva, estipulou-se a incorporação de 59,6% de energia renovável na produção de eletricidade e a utilização de 10% de energia renovável no consumo energético registado no setor dos transportes, até à mesma data. Desde 2008, tem-se observado uma tendência crescente do contributo no consumo final bruto das FER, representando 28,5% em 2016 (DGEG, 2017).

Deste modo, nos últimos anos, tem-se assistido a uma mudança gradual do modelo energético atual, procurando a diversificação das fontes através de um combinado energético efetivo e equilibrado, promovendo a contribuição cada vez maior das FER, de modo a aumentar a segurança energética portuguesa. Para tal, muito trabalho de investigação tem sido realizado, visando otimizar a exploração e a utilização da energia proveniente dos recursos renováveis. Seguindo essa linha de orientação, o presente trabalho incidirá no estudo sobre o aproveitamento da biomassa proveniente de limpezas florestais e de madeiras de podas, averiguando a influência destes combustíveis no desempenho térmico de uma caldeira.

1.2. Enquadramento do projeto e motivação

A presente dissertação surge no seguimento do projeto Biomassa-AP desenvolvido pela unidade de Energia do INEGI em parceria com outros centros de investigação e desenvolvimento (I&D), das regiões da Galiza e do Norte de Portugal. O principal objetivo deste projeto consiste em otimizar a exploração e utilização da biomassa procedente de resíduos de limpeza e de poda florestal, de arbustos, de vinhas e de plantas de produção de kiwi. O projeto visa a dinamização de atividades transfronteiriças e a promoção da valorização energética de novos biocombustíveis a partir de resíduos de biomassa com um elevado potencial energético e económico, até à data não utilizáveis, e caracterizados pela elevada disponibilidade nas regiões acima mencionadas (EnergyLab, 2018). O projeto visa analisar tecnologias de densificação dos novos biocombustíveis, tanto para a produção de briquetes como péletes, e estudar as tecnologias de vários processos de valorização energética da biomassa, nomeadamente sistemas de combustão, de gasificação e cogeração. Esta dissertação insere-se no projeto Biomassa-AP, uma vez que procura estudar o comportamento de alguns dos combustíveis sólidos supramencionados, densificados através do processo de briquetagem, durante ensaios de combustão numa caldeira para a produção de água quente.

1.3. INEGI

O INEGI (Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial) é um instituto vocacionado para a realização de atividade de investigação e de inovação de base tecnológica, situado na interface Universidade-Indústria (INEGI, 2011). Neste instituto insere-se o laboratório de combustão que tem como principais objetivos promover o desenvolvimento de novas tecnologias nas áreas de Mecânica de Fluidos, Termodinâmica e Combustão. Os ensaios de queima analisados nesta dissertação foram realizados no laboratório de combustão do INEGI.

1.4. Objetivos do projeto

Os principais objetivos da presente dissertação são os seguintes:

- Análise do desempenho térmico de uma caldeira utilizando diversos combustíveis sólidos, nomeadamente briquetes comerciais, briquetes produzidos a partir de serrim de pinho e de aparas de poda de videira e lenha de eucalipto;
- Averiguar a viabilidade ambiental e energética da valorização de novos biocombustíveis produzidos a partir de resíduos florestais por via termoquímica (combustão);
- Estudo da taxa de queima de partículas lenhosas, segundo dois modelos simplistas, modelo de queima a massa volúmica da partícula constante e modelo de queima a tamanho da partícula constante;
- Análise da evolução da resistência global da queima em função do decaimento do diâmetro da partícula, discutindo-se, ainda que de forma simplista e sujeita a várias aproximações e considerações, as contribuições da cinética e dos mecanismos de transferência de massa (difusão e efeitos convectivos) durante a queima dos briquetes.

1.5. Método seguido no estudo

A metodologia adotada para a realização desta dissertação foi conduzida do seguinte modo:

- Levantamento de informação acerca da biomassa, nomeadamente das propriedades que influenciam o desempenho da biomassa enquanto combustível, das características gerais da biomassa florestal, bem como das vantagens e desvantagens da utilização da biomassa como fonte de energia;
- Levantamento de informação sobre as diversas tecnologias de conversão da biomassa, especificando o estudo no processo de briquetagem e de combustão;
- Montagem da instalação experimental, incluindo a caldeira e os vários equipamentos utilizados nas medições necessárias ao longo dos ensaios;
- Realização dos ensaios de avaliação do desempenho térmico da caldeira com os vários combustíveis sólidos disponibilizados, em condições aproximadas de regime permanente, e posterior análise e discussão dos resultados obtidos;
- Realização dos ensaios da taxa de queima de briquetes e achas de biomassa, também em condições aproximadas de regime permanente, e posterior análise e discussão dos resultados obtidos.

1.6. Estrutura da dissertação

Este projeto de dissertação consta de dez capítulos, em que o primeiro possibilitou a contextualização da situação energética atual no Mundo e em Portugal e a contextualização do tema do projeto.

Os dois capítulos seguintes consistem na apresentação da informação relevante sobre a biomassa e numa breve descrição dos processos de conversão e valorização energética da biomassa. Ainda no terceiro capítulo, apresenta-se a vertente teórica do processo de combustão.

No quarto capítulo caracterizam-se os diversos combustíveis utilizados nos ensaios, e no quinto capítulo apresenta-se a descrição da instalação experimental do INEGI, fazendo referência à caldeira utilizada e a todos os equipamentos necessários para as medições efetuadas ao longo dos ensaios.

A partir do sexto capítulo, reporta-se o trabalho experimental propriamente dito, sendo apresentado, de forma sucinta, o procedimento experimental dos dois tipos de ensaios realizados: ensaio do desempenho térmico e ensaio da taxa de queima. Segue-se o sétimo capítulo onde se expõe a metodologia de cálculo utilizada para os dois tipos de ensaios realizados, apresentando todas as relações matemáticas usadas no tratamento dos dados.

O oitavo capítulo consiste na apresentação dos testes realizados, analisando e discutindo os resultados obtidos. No nono capítulo, faz-se um sumário das conclusões obtidas relativamente aos dois tipos de ensaios realizados. Por último, no décimo capítulo, são propostos trabalhos pertinentes que poderão dar continuidade aos estudos iniciados com esta dissertação.

2. BIOMASSA

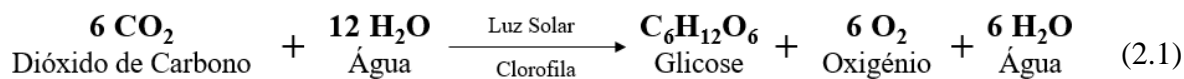
A biomassa foi uma das primeiras fontes de energia a ser utilizada pela humanidade (Toklu, 2017). Segundo a Diretiva 2009/28/CE de 23 de abril de 2009, a biomassa é definida como “a fração biodegradável de produtos, resíduos e detritos de origem biológica provenientes da agricultura (incluindo substâncias de origem vegetal e animal), da exploração florestal e de indústrias afins, incluindo da pesca e da aquicultura, bem como a fração biodegradável dos resíduos industriais e urbanos”.

Assim sendo, numa breve definição, a biomassa é a matéria orgânica disponível numa base renovável que pode ser utilizada como fonte de energia, dividindo-se nos quatro grupos de acordo com a sua proveniência: floresta, agricultura, indústria e resíduos urbanos e industriais. Tem ainda a particularidade de poder ser convertida em combustíveis gasosos (nomeadamente biogás), líquidos (como por exemplo biodiesel, etanol ou metanol) ou sólidos (nomeadamente péletes, briquetes, etc.), o que não acontece com as restantes FER.

A biomassa pode ser considerada uma manifestação da energia solar, uma vez que tem origem no processo da fotossíntese. A energia solar incidente na superfície terrestre é cerca de 173.000 TW, o que corresponde a 17.000 vezes a energia que, atualmente, o Homem consome nos combustíveis fósseis. Por sua vez, a energia solar captada no processo da fotossíntese é apenas 140 TW, o que corresponde a uma percentagem mínima da energia solar incidente (0,08%) (Demirbas *et al.*, 2009; Abbasi e Abbasi, 2010).

Durante a fotossíntese, a energia solar é armazenada sob a forma de energia química através de reações entre a luz solar, água e dióxido de carbono, por intermédio da clorofila, presente nas plantas verdes, algas e algumas bactérias. Durante os processos de conversão da biomassa em energia (via termoquímica ou bioquímica), ocorre a rutura das ligações químicas das moléculas de carbono, hidrogénio e oxigénio, libertando-se a energia química armazenada até então. O facto de ser o utilizador a decidir quando ocorrem estes processos de conversão e, consequentemente, o momento de libertação de energia, confere à biomassa um carácter único, não dependendo da intermitência da luz solar e sendo a única FER onde a energia do sol é

facilmente armazenada à escala de vida humana (McKendry, 2002a; Abbasi e Abbasi, 2010). A expressão mais corrente da fotossíntese apresenta-se na equação 2.1.



Um aspeto relevante sobre a utilização da biomassa como combustível é o facto de ser considerada neutra em emissões de dióxido de carbono (CO₂), uma vez que, durante a combustão da biomassa, é libertada praticamente a mesma quantidade de dióxido de carbono que foi armazenada pela planta durante o seu crescimento (Zhang *et al.*, 2010). Deste modo, a queima da biomassa, desde que gerida numa base de sustentabilidade, através de um plano adequado de reflorestação, não altera a composição da atmosfera em termos de CO₂ ao longo do tempo, em contraste com a queima dos combustíveis fósseis. Contudo, importa referir que o dióxido de carbono emitido nas atividades precedentes à combustão (como na produção e aplicação de fertilizantes, na sementeira e na colheita, transporte e densificação da biomassa) não está englobado na visão anterior, estando ainda estas emissões por contabilizar (Abbasi e Abbasi, 2010; Ferreira *et al.*, 2013a).

Atualmente, o consumo de energia primária no mundo, proveniente da biomassa, é cerca de 10%, sendo a quarta fonte mais utilizada no Mundo, a seguir ao petróleo, ao carvão e ao gás natural (IEA, 2017b). Nos últimos anos, tem-se verificado um interesse cada vez maior no uso da biomassa para fins energéticos, motivado, essencialmente, por fatores políticos, sociais e ambientais. Em países que não possuem reservas próprias de combustíveis fósseis, como é o caso de Portugal, a utilização da biomassa apresenta como relevante vantagem a possibilidade de reduzir a dependência energética para com os países detentores do recurso. A utilização dos biocombustíveis permite, ainda, a criação de emprego através da exploração do recurso e a redução das emissões dos GEE (Ferreira *et al.*, 2013a, 2014).

Segundo a Direção Geral de Energia e Geologia (DGEG), em Portugal, entre 2008 e 2016, assistiu-se a um aumento da produção anual de energia renovável, passando de 4.242 ktep para 5.089 ktep (DGEG, 2017). Na Figura 2.1, apresenta-se a contribuição da energia elétrica, da biomassa e de outras renováveis (onde se inclui a solar térmica e a geotermia de baixa entalpia) na produção nacional de energia renovável, no ano de 2016, verificando-se que cerca de 60,5% da produção renovável provém da biomassa. É possível, ainda, analisar a contribuição das várias formas da biomassa, tais como lenha e resíduos florestais, licores sulfitivos, péletes e briquetes, biogás, biocombustíveis líquidos e outras (onde se inclui a fração renovável dos resíduos sólidos urbanos), na produção de energia renovável, em 2016.

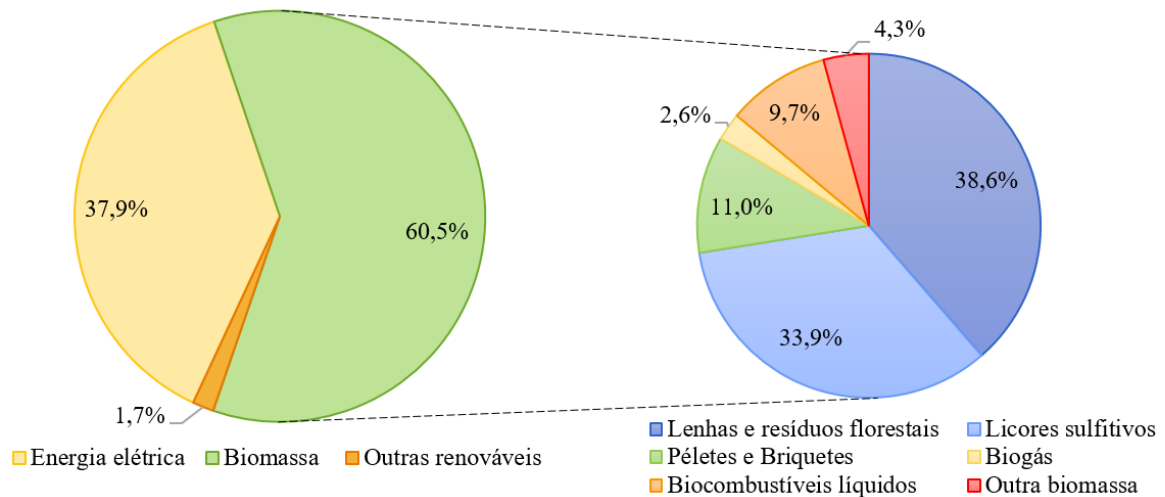


Figura 2. 1 – Contribuição da energia elétrica, da biomassa e de outras renováveis na produção anual de energia renovável em Portugal, em 2016. Adaptado de: DGEG (2017).

2.1. Propriedades da biomassa

A biomassa é constituída, essencialmente, por celulose, hemicelulose, lenhina, lípidos, proteínas, açúcares simples, amido, água, hidrocarbonetos e cinzas (Khan *et al.*, 2009). Os três primeiros são os principais constituintes da biomassa e compreendem cerca de metade da matéria da planta produzida por fotossíntese, representando a fonte orgânica renovável mais abundante da Terra (Abbasi e Abbasi, 2010). Na Tabela 2.1 apresenta-se a percentagem típica de hemicelulose, celulose e lenhina de alguns exemplos de biomassa (A – McKendry, 2002a; B – Abbasi e Abbasi, 2010).

Tabela 2. 1 – Constituintes lignocelulósicos de alguns exemplos de biomassa

Exemplos de biomassa	Hemicelulose	Celulose	Lenhina
Madeira de resinosas ^A	25 – 30	35 – 40	27 – 30
Madeira de folhosas ^A	20 – 25	45 – 50	20 – 25
Palha de trigo ^B	26 – 32	29 – 35	16 – 21
Palha de cevada ^B	24 – 29	31 – 34	14 – 15
Palha de centeio ^B	27 – 30	33 – 35	16 – 19
Espiga de milho ^B	35	45	15
Casca de noz ^B	25 – 30	25 – 30	30 – 40
Bamboo ^B	15 – 26	26 – 43	21 – 31

Relativamente à composição química típica da biomassa, o carbono e o oxigénio juntos representam mais de 90% da massa, sendo os restantes 10% elementos como o hidrogénio, azoto, cloro e enxofre. Importa referir que, apesar da sua reduzida presença na composição da

biomassa, o azoto é um elemento essencial para o crescimento das plantas (Khan *et al.*, 2009; Zhang *et al.*, 2010).

As principais propriedades que afetam o desempenho da biomassa enquanto combustível e, consequentemente, na escolha do processo de conversão energético mais adequado são: o poder calorífico, o teor de humidade, a massa volúmica, a quantidade de matérias voláteis, quantidade de carbono fixo, o teor de cinzas, o teor de metais alcalinos e a razão de celulose/lenhina (Ferreira *et al.*, 2013b). De seguida, serão abordadas cada uma das propriedades supramencionadas.

Poder calorífico

O poder calorífico de um combustível é o valor da quantidade de energia libertada, por unidade de massa, durante a combustão. Designa-se por poder calorífico superior (PCS) o valor máximo de energia que pode ser aproveitado da combustão, sob a condição de que a água formada durante a combustão se encontra no estado líquido. Por sua vez, o poder calorífico inferior (PCI) corresponde ao valor de energia caso tenha ocorrido a evaporação da água, sendo, portanto, a diferença entre o poder calorífico superior e o calor latente de vaporização da água (McKendry, 2002a; Pinho, 2011).

Uma das desvantagens do uso da biomassa é de facto o seu valor reduzido do poder calorífico quando comparado com os combustíveis fósseis. Enquanto o carvão apresenta um PCI entre 25 e 30 MJ/kg, a maioria da biomassa apresenta um PCI entre 15 e 19 MJ/kg. No caso específico dos péletes de madeira com teor de humidade de 8% (na base húmida), o PCI é cerca de 17,5 MJ/kg (EUBIA, 2017; Pinho, 2017).

Teor de humidade

O teor de humidade é a razão entre a quantidade de água existente na biomassa e a sua massa total, podendo ser expresso em base húmida, em base seca e em base seca livre de cinzas. Sendo esta propriedade relevante para o comportamento da biomassa nos processos termoquímicos, em particular na combustão, é extremamente importante mencionar a base utilizada na sua medição (Quaak *et al.*, 1999; McKendry, 2002a).

A biomassa apresenta uma vasta gama de teores de humidade, dependendo do tipo de biomassa e do seu armazenamento, variando, na base húmida, entre 10% (para os cereais) e 50 – 70% (no caso de resíduos florestais e madeiras de poda de culturas agrícolas). Quanto maior for o teor de humidade, maior é a quantidade de água existente na biomassa, mais energia é utilizada na sua evaporação e, consequentemente, menor é a temperatura máxima possível de

se obter no processo de combustão e maior é o tempo de residência necessário na câmara de combustão (Quaak *et al.*, 1999; Van Loo e Koppejan, 2008; Khan *et al.*, 2009).

Logicamente, quanto maior o teor de humidade, menor será o poder calorífico inferior do combustível (energia que se iria aproveitar), atingindo o valor nulo para um teor de humidade aproximadamente 87% (na base húmida). No entanto, na prática, o teor de humidade não deve superar os 55 – 60%, na base húmida (Quaak *et al.*, 1999; Van Loo e Koppejan, 2008). Tal como referido, a biomassa com elevado teor de humidade provoca uma diminuição da temperatura na câmara de combustão, podendo ser tal que se atinja a temperatura mínima exigida para manter a combustão, impedindo a ignição do combustível e a consequente extração de energia. Por esta razão, antes dos processos termoquímicos é frequente proceder-se à secagem da biomassa para a transformar num produto apropriado para a queima. Saliente-se que, quanto maior for o teor de humidade inicial da biomassa, maior quantidade de energia será necessária nas etapa da secagem (Van Loo e Koppejan, 2008).

Massa volúmica aparente (ou a granel)

A massa volúmica é uma propriedade física definida como a relação entre a massa e o volume. No contexto da presente dissertação, divide-se a massa volúmica em dois grupos: massa volúmica aparente (ou a granel) e a massa volúmica das partículas (Sui Lam e Sokhansanj, 2014).

Geralmente, o valor da massa volúmica aparente das diversas espécies de biomassa é mais reduzido quando comparado com a massa volúmica aparente do carvão betuminoso (entre 850 a 1000 kg/m³) (Petrogal, 2018). Quanto menor for o valor desta propriedade, para uma dada massa, maior é o volume ocupado, levando a um aumento do espaço necessário para transportar e armazenar a biomassa e, consequentemente, maiores serão os custos de transporte e de armazenamento. Por outro lado, um reduzido valor desta propriedade leva a um reduzido valor do poder calorífico por unidade de volume, influenciando, portanto, o comportamento durante os processos de conversão energéticos da biomassa (McKendry, 2002a; Sui Lam e Sokhansanj, 2014). Assim sendo, é vantajoso proceder-se à densificação da biomassa, através de processos como a peletização e a briquetagem, com o intuito de aumentar a massa volúmica aparente. Esta propriedade pode passar de um valor de 50 – 125 kg/m³ (biomassa não processada) para 450 – 650 kg/m³ (no caso de péletes ou briquetes de madeira) (Werther *et al.*, 2000; Van Loo e Koppejan, 2008; Khan *et al.*, 2009).

Quantidade de matérias voláteis e carbono fixo

O teor de voláteis é a parte orgânica da biomassa que é libertada como gás, incluindo o vapor de água, quando a biomassa é aquecida a uma temperatura de 950 °C durante 7 minutos (McKendry, 2002a; Abbasi e Abbasi, 2010). A massa restante, depois da libertação dos voláteis, corresponde ao carbono fixo. A biomassa apresenta elevadas quantidades de substâncias voláteis, geralmente superando os 80% (Quaak *et al.*, 1999).

Teor de cinzas

Nos processos termoquímicos e bioquímicos de conversão da biomassa ocorre a formação de um resíduo sólido, designado por cinzas no caso da combustão. Este resíduo sólido representa a parte inorgânica da biomassa, contendo maioritariamente matéria mineral. As cinzas afetam negativamente os custos de manuseamento e podem causar sérios problemas operacionais durante o processamento da biomassa, mais propriamente, durante a combustão e gasificação (Quaak *et al.*, 1999; Sui Lam e Sokhansanj, 2014).

O teor de cinzas varia de forma significativa entre os biocombustíveis, representando menos de 0,5% nos derivados da madeira, 5 a 10% nos diversos produtos resultantes das culturas agrícolas, podendo atingir entre 30 a 40% nos resíduos das estufas (Quaak *et al.*, 1999; Khan *et al.*, 2009).

Teor de metais alcalinos

O teor de metais alcalinos (tais como Na, K, Mg, P e Ca) é um importante fator nos processos termoquímicos, uma vez que, estes elementos reagem com a sílica presente na cinza, produzindo escória (líquido de viscosidade elevada). Este composto pode obstruir as superfícies de transferência de calor e as entradas de ar na fornalha, podendo causar sérios problemas operacionais durante a combustão (McKendry, 2002a).

Razão celulose/lenhina

Esta propriedade é apenas importante nos processos de conversão bioquímicos. Como a celulose apresenta uma biodegradabilidade superior à lenhina, as plantas com maior quantidade de celulose apresentam uma maior conversão de carbono, sendo um fator determinante na seleção do tipo de biomassa para estes processos de conversão (McKendry, 2002a). A lenhina é um componente essencial para as operações de peletização e briquetagem, uma vez que funciona como aglomerante natural, facilitando as operações de densificação supracitadas (Muazu *et al.*, 2017).

2.2. Biomassa florestal

No Capítulo 2 da presente dissertação já foram mencionadas várias vertentes da biomassa, contudo somente a biomassa florestal será analisada e estudada no decorrer deste trabalho, pelo que se torna relevante caracterizá-la com maior detalhe.

Geralmente divide-se a biomassa florestal em dois grandes grupos: primária e secundária. Por definição, a biomassa florestal primária consiste na fração biodegradável dos produtos gerados na floresta e que podem ser utilizados diretamente como matéria-prima nos processos de conversão energéticos da biomassa ou processados de modo a originar outro tipo de biocombustíveis sólidos. Já a biomassa florestal secundária compreende a matéria orgânica residual gerada nos processos de transformação de madeira, como serrins, licores negros, recortes, aparas, entre outros (Enersilva, 2007; Khan *et al.*, 2009).

O sudoeste da Europa é uma das regiões florestais com maior capacidade de produção e biodiversidade na Europa, permitindo uma vasta utilização dos seus produtos para vários tipos de indústria (Enersilva, 2007). Contudo, é de extrema importância que haja uma gestão florestal sustentável, através do uso das áreas florestais de uma forma e a um ritmo que garantam a manutenção da biodiversidade, a produtividade e a capacidade de regeneração.

Relativamente a Portugal, a floresta é, sem dúvida, a principal fonte de biomassa. De acordo com o Instituto de Conservação da Natureza e das Florestas (ICNF), a floresta portuguesa, em 2010, representava o uso dominante do solo, ocupando 35,4% do território com 3,2 milhões de hectares. Na Figura 2.1, apresenta-se a distribuição dos usos do solo em Portugal continental, juntamente com a distribuição da superfície florestal por espécie/grupo de espécies, para o ano de 2010.

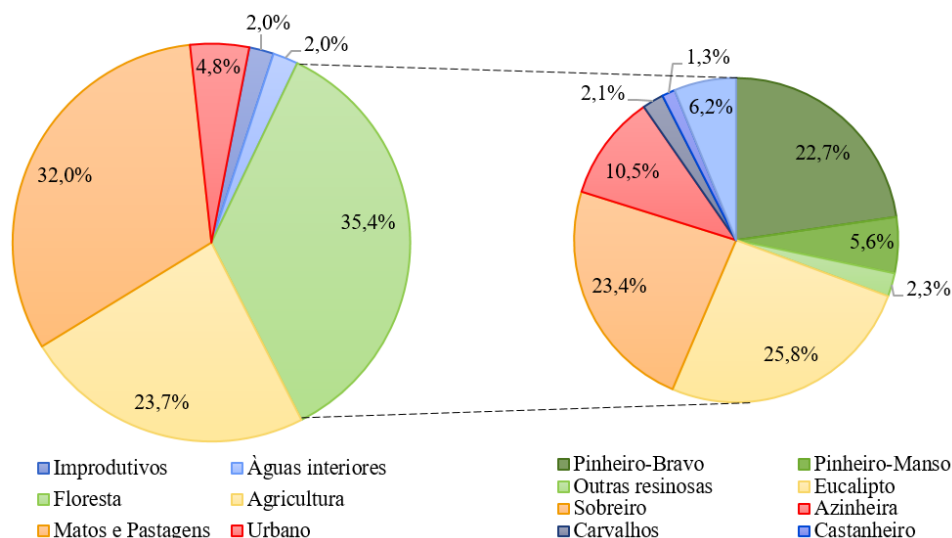


Figura 2. 2 – Ocupação das áreas do território português por uso (à esquerda) e das áreas florestais por espécie (à direita), em 2010. Adaptado de: ICNF (2013).

Analisando a figura anterior, o eucalipto (dominado pela espécie *Eucalyptus globulus*) é a espécie com maior ocupação florestal do país (812 mil hectares), seguindo-se o sobreiro (737 mil hectares) e o pinheiro-bravo (714 mil hectares). As espécies resinosas (pinheiro-bravo, pinheiro-manso, entre outras) ocupam cerca de 31% da área total da floresta, sendo que as espécies folhosas (eucalipto, sobreiro, azinheira, carvalho, entre outras) ocupam mais de dois terços da área florestal, cerca de 69% (ICNF, 2013).

Na Tabela 2.2, apresentam-se algumas das vantagens e desvantagens do uso da biomassa como fonte de energia renovável, dando maior ênfase à biomassa florestal (A – Vassilev *et al.*, 2015; B – Stupak *et al.*, 2007; C – Ferreira *et al.*, 2013b; D – Enersilva, 2007; E – Werther *et al.*, 2000; F – Abbasi e Abbasi, 2010).

Tabela 2. 2 – Vantagens e desvantagens do uso da biomassa como fonte de energia

Vantagens	Desvantagens
Diminuição da dependência dos combustíveis fósseis ^A	Poder calorífico inferior ao dos combustíveis fósseis ^A
Contribuição para a diversificação e segurança energética ^A	Redução da disponibilidade devido à competitividade nas diferentes aplicações ^A
Promove o desenvolvimento económico ^A	Carácter sazonal e regional da biomassa ^A
Redução dos resíduos e desperdícios da biomassa ^A	A longo prazo poderá colocar em risco a sustentabilidade do recurso ^A
Neutra em emissões de dióxido de carbono ^B	Efeitos nefastos nos ecossistemas naturais (desflorestação, degradação da terra com uso de fertilizantes, pesticidas e contaminantes) ^A
Redução da emissão dos GEE ^B	Maior probabilidade de emissão de partículas para os ecossistemas ^B
Diminuição do risco e gravidade dos incêndios ^B	Custos de investimentos elevados ^C
Gestão mais integral dos espaços florestais ^B	Custos elevados de recolha, transporte e distribuição ^C
Contribuição para a sustentabilidade das florestas ^D	Necessidade de elevados volumes para armazenamento ^E
Desenvolvimento rural mediante a criação de emprego em empresas de serviço florestais ^D	Dificuldade no controlo dos processos de conversão energética ^E
Não depende da intermitência da luz solar, conseguindo armazenar a energia solar ^F	Variabilidade da qualidade e do poder calorífico ^E

3. TECNOLOGIAS DE CONVERSÃO DA BIOMASSA

A biomassa, após os devidos tratamentos, pode ser transformada em três formas de energia: eletricidade, energia calorífica ou combustível. Devido à sua elevada variabilidade, existem diversos processos de transformação da biomassa em energia, sendo necessário escolher o adequado de acordo com o tipo de biomassa e o tipo de aplicação térmica. A conversão da biomassa em energia útil pode ocorrer através de processos físicos, físico-químicos, termoquímicos e bioquímicos, tal como é possível observar na Figura 3.1. Para facilitar a interpretação da figura seguinte, optou-se pela utilização de um código de cores, estando representado a verde os quatro processos de conversão da biomassa, a azul os processos típicos dentro de cada grupo e a amarelo e a laranja os seus produtos intermédios e finais, respetivamente. Saliente-se que o gráfico da Figura 3.1 foi baseado em várias fontes da literatura (McKendry, 2002b; ANEEL, 2009; Abbasi e Abbasi, 2010; Zhang *et al.*, 2010).

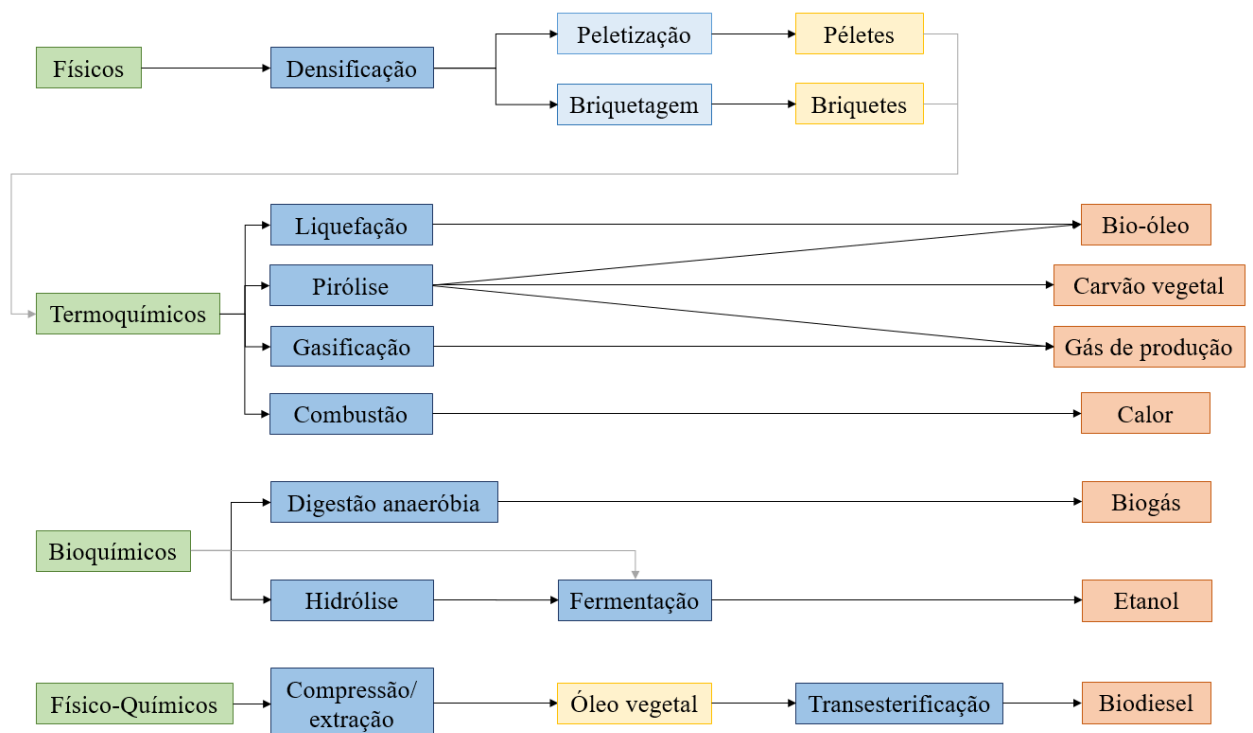


Figura 3. 1 – Processos de conversão energéticos da biomassa.

Processos físicos

Este tipo de processo não é considerado exatamente um processo de conversão energético da biomassa, uma vez que atua apenas fisicamente sobre toda a biomassa. Os processos físicos, tendo como matéria-prima o serrim, resíduos florestais ou partículas de carvão vegetal, estão associados a todas as etapas primárias da transformação da biomassa, como o corte, a moagem da palha, a secagem, a densificação, entre outros (Werther *et al.*, 2000; PER, 2018).

Na Figura 3.1, por conveniência, apenas se representou o processo de densificação, sendo possível observar que os seus produtos finais antecedem os processos termoquímicos, consistindo, então, na conversão intermédia da biomassa num produto final com características mais adequadas para a queima. Tal como foi referido anteriormente, a biomassa, no seu estado natural, apresenta várias desvantagens como combustível, nomeadamente na dificuldade de manuseamento, nos custos elevados de transporte e armazenamento e mesmo em questões energéticas verificadas no processo de combustão. Este combustível apresenta alto teor de humidade, geometria irregular e variável e, quando comparado com os combustíveis fósseis convencionais, reduzida massa volúmica aparente, reduzida densidade energética e composição química mais complexa (Almeida *et al.*, 2013; Ferreira *et al.*, 2013a). A densificação é, então, um processo fundamental de compactação da biomassa, que consiste na aplicação de pressão a uma massa de partículas, com ou sem adição de ligantes ou tratamento térmico (PER, 2018).

Como exemplos de processos de densificação destacam-se a peletização e a briquetagem. Estes processos envolvem complexas interações entre as partículas que constituem a biomassa, sendo influenciados pelas características da matéria-prima após o destroçamento (teor em humidade e distribuição das partículas) e pelas variáveis do próprio processo (pressão aplicada e temperatura atingida). Permitem melhorar as propriedades físicas da biomassa sólida, transformando-a num material densificado e com geometria regular, facilitando o manuseamento e diminuindo os custos de transporte e armazenamento (Ferreira *et al.*, 2013b; Almeida *et al.*, 2014). Para além disto, estes processos provocam um aumento do valor do PCI da biomassa (podendo resultar num valor de mais de 5 vezes do PCI na forma não compactada) e permitem uma combustão mais uniforme, com menor emissão de partículas para a atmosfera (Werther *et al.*, 2000; Silva *et al.*, 2015).

O processo de briquetagem será abordado na próxima secção com maior detalhe, visto ser o processo de densificação dos combustíveis sólidos utilizados nos ensaios de queima da presente dissertação. No entanto, nesta fase, considerou-se relevante fazer uma distinção entre os briquetes e os péletes, uma vez que são produtos resultantes de processos muito semelhantes.

Os briquetes variam bastante na sua dimensão e forma, apresentando, na maioria das vezes, uma geometria cilíndrica e uma dimensão superior aos péletes (Kristoferson e Bokalders, 2011). O processo de peletização apresenta algumas vantagens face à briquetagem, incluindo uma maior gama de teor de humidade admissível da biomassa e uma maior produção. Por outro lado, a peletização também é um processo mais exigente, tanto ao nível do tratamento da biomassa antes do processo (corte, moagem e prensagem) como dos equipamentos requeridos. O processo de briquetagem apresenta, deste modo, custos de investimento e de operação mais reduzidos, bem como equipamentos menos sofisticados (Werther *et al.*, 2000; Khan *et al.*, 2009). Na Tabela 3.1, apresenta-se uma síntese das propriedades e características dos produtos de densificação supramencionados (A – Van Loo e Koppejan, 2008; B – Werther *et al.*, 2000).

Tabela 3. 1 – Comparação entre as propriedades e características dos péletes e briquetes

	Péletes de madeira	Briquetes de madeira
Diâmetro [mm] ^A	4 – 10	40 – 120
Comprimento [mm] ^A	< 5 vezes o diâmetro	< 400
Massa volúmica das partículas [t/m ³] ^A	> 1,12	> 1,00
Teor de humidade admissível [%] ^B	10 – 20	10 – 15
Produção máxima [t/h] ^B	4 – 6	1 – 1,5
Energia consumida (corte e prensagem) [kWh/t] ^B	80 – 90	40 – 50

Processos termoquímicos

Em relação à conversão via termoquímica, existem quatro tecnologias principais, como se pode observar na Figura 3.1: a liquefação, a pirólise, a gasificação e a combustão; permitindo a obtenção de energia sob a forma de calor ou de combustível (carvão vegetal, combustível líquido e combustível gasoso). No geral, estes processos envolvem a conversão da energia química armazenada na biomassa, através de processos térmicos, nomeadamente através do aquecimento da biomassa na presença de diferentes concentrações de oxigénio (Van Loo e Koppejan, 2008; Abbasi e Abbasi, 2010).

A combustão, processo de conversão energética da biomassa analisado ao longo da presente dissertação, será abordado na Secção 3.2. Os restantes processos termoquímicos são caracterizados, de forma sucinta, de seguida:

- **Liquefação:** processo de conversão da biomassa em produtos essencialmente de matriz líquida, utilizando baixas temperaturas, compreendidas entre 250 e 350 °C, e altas pressões na

gama de 100 a 200 bar, normalmente com uma elevada pressão parcial de hidrogénio e na presença de um catalisador. Deste processo, resulta maioritariamente um combustível em fase líquida, o bio-óleo (como identificado na Figura 3.1). Este pode ser transformado num combustível líquido para os motores de combustão interna ou usado diretamente na produção de eletricidade ou calor (Van Loo e Koppejan, 2008; Miguel, 2016; PER, 2018).

- **Pirólise:** processo de degradação térmica da biomassa que ocorre na ausência de oxigénio, do qual podem resultar três produtos distintos: carvão vegetal carbonizado (resíduo sólido carbonoso), bio-óleo e gás de produção (também designado gás de síntese ou *syngas*). A fração de cada produto é função da temperatura de operação, do tempo de permanência, da taxa de aquecimento e, em menor escala, da pressão de operação (Demirbas *et al.*, 2009; Zhang *et al.*, 2010). Dependendo destes fatores, a pirólise pode ser dividida em três subgrupos, pirólise rápida, pirólise intermédia e pirólise lenta. Na pirólise rápida, a biomassa é aquecida a uma temperatura na ordem dos 500 °C, durante um curto intervalo de tempo (1 segundo), e de seguida submetida a um arrefecimento rápido. Este processo favorece a formação de combustíveis líquidos, inibindo a formação de sólidos, sendo o bio-óleo o seu principal produto. Por outro lado, a pirólise lenta, também designada carbonização, ocorre a uma temperatura mais reduzida (entre 300 e 400 °C) e com um tempo de duração mais longo, tendo como principal objetivo produzir carvão vegetal (McKendry, 2002b; Di Blasi, 2008; Zhang *et al.*, 2010).

- **Gasificação:** processo de decomposição térmica de um material sólido, rico em carbono, num combustível gasoso, através da oxidação parcial a temperaturas na ordem dos 800 a 1100 °C. Este processo ocorre na presença de pouca concentração de oxigénio, superior à pirólise e inferior à combustão (tipicamente cerca de 35% da concentração da combustão completa). O principal produto deste processo é o gás de produção, sendo constituído maioritariamente por H₂, CO, CO₂, CH₄ e hidrocarbonetos leves. Ao contrário da combustão cujo objetivo é geração de calor, na gasificação o intuito é formar produtos gasosos que podem ser usados diretamente na combustão ou armazenados para outras aplicações (McKendry, 2002b; Zhang *et al.*, 2010).

Processos bioquímicos

Enquanto que os processos termoquímicos conseguem converter em energia a maioria dos componentes orgânicos da biomassa, os processos bioquímicos apenas convertem os compostos polissacarídeos. Estes processos são caracterizados pela utilização de agentes

biológicos, como enzimas, bactérias e outros microrganismos, para converter a biomassa em açúcares e, posteriormente, em biocombustíveis líquidos ou gasosos (Abbasi e Abbasi, 2010; Zhang *et al.*, 2010). Neste grupo estão incluídos os processos de hidrólise, fermentação e digestão anaeróbia, caracterizados de seguida:

- **Hidrólise:** decomposição da biomassa lignocelulósica, composta por polissacarídeos, em açúcares mais simples e solúveis para eventual fermentação, pela ação de enzimas (Mata, 2017).
- **Fermentação:** processo biológico em que os açúcares provenientes da hidrólise são convertidos em etanol, com libertação de CO₂, por intermédio de microrganismos. A fermentação é a tecnologia mais empregue a nível mundial para a produção de etanol (McKendry, 2002b; Mata, 2017).
- **Digestão anaeróbia:** conversão da biomassa em biogás por intermédio de bactérias num ambiente pobre em oxigénio (McKendry, 2002b; Cantrell *et al.*, 2008).

Processos físico-químicos

Os processos de conversão físico-químicos consistem, inicialmente, numa compressão ou prensagem de matérias vegetais diversas (conversão mecânica), seguida da extração de óleos vegetais, para posterior transformação química, por exemplo, através do processo de transesterificação. Este processo tem como produto final o biodiesel e consiste numa reação química onde os óleos vegetais, mais propriamente os triglicerídeos que os constituem, reagem com um álcool (metanol ou etanol) na presença de um catalisador. O processo mais comum é a transesterificação alcoólica por via catalítica ácida, básica ou enzimática (Srivastava e Prasad, 2000; Ho *et al.*, 2016).

3.1. Processo de briquetagem

Como foi referido anteriormente, a presente dissertação está integrada no Projeto Biomassa-AP, pelo que, um dos objetivos passa pela produção de briquetes para posterior análise do comportamento durante a queima. Para tal, foi adquirida uma máquina briquetadora para o INEGI, modelo 70N da *Comafer*. Contudo, por uma questão de escassez de tempo, não foi utilizada a máquina briquetadora no presente trabalho, tendo sido testados briquetes já feitos. Como tal, uma vez que não foi objetivo da presente dissertação produzir briquetes, não foi considerada necessária uma análise extensiva e pormenorizada do processo de briquetagem, tendo-se optado por uma visão mais simplista e geral do mesmo. O processo de produção de briquetes é dividido em três estágios: o pré-tratamento, a briquetagem e o pós-tratamento, estando caracterizados de seguida.

Pré-tratamento

O pré-tratamento do material depende das condições em que ele se encontra inicialmente e inclui todas as etapas, desde a colheita até ao processo de densificação. Após a recolha da biomassa pode ser necessário efetuar a limpeza do material, reduzindo as impurezas contidas na matéria-prima (tais como terra, areias, partes de metais, vidros e plásticos). Deste modo, garante-se uma melhoria da qualidade do material, permitindo um melhor controlo do processo de densificação e um melhor comportamento dos briquetes durante a combustão (Van Loo e Koppejan, 2008).

Ainda no pré-tratamento da matéria-prima, ocorre a secagem do material, seguida do seu destroçamento e acondicionamento. Como referido anteriormente, a biomassa no seu estado natural apresenta um teor de humidade bastante variável, podendo atingir um valor da ordem dos 70%, na base húmida (Muazu *et al.*, 2017). O processo de briquetagem é influenciado, entre outros fatores, pelo teor de humidade do material, devendo-se encontrar na gama entre 10 a 15%, na base húmida (Werther *et al.*, 2000). Por um lado, é necessária uma certa quantidade de humidade no material, não devendo a matéria-prima ser demasiado seca, uma vez que, a superfície das partículas poderá carbonizar e os ligantes acabam por se queimar antes do processo de densificação finalizar. Por outro lado, se a matéria-prima for demasiado húmida, nem toda a humidade evapora durante o processo de briquetagem, aumentando o volume dos briquetes, levando a uma redução das suas propriedades mecânicas e comprometendo a sua eficiência durante o processo de conversão energético (Van Loo e Koppejan, 2008). A secagem permite, assim, uma melhoria no controlo do processo de briquetagem, uma otimização do processo de combustão, aumentando o seu rendimento e diminuindo as emissões associadas, e

uma melhoria na qualidade dos briquetes, reduzindo o risco de degradação biológica pelo aparecimento de fungos. O processo de secagem consome bastante energia, podendo ser uma contribuição significativa para o total de energia consumida durante todo o processo da briquetagem, dependendo, logicamente, da quantidade de humidade a ser removida. A secagem também pode estar inerente a uma maior ou menor emissão dos GEE, dependendo do tipo de estufa, capacidade, temperatura e duração desta etapa (Van Loo e Koppejan, 2008; Muazu *et al.*, 2017).

A etapa de destroçamento tem como objetivo a redução e homogeneização das partículas constituintes da biomassa. Neste processo, o material é cortado, triturado e moído, sendo na maioria das vezes utilizado um moinho de martelos. A energia consumida neste processo depende essencialmente da redução de tamanho exigida e do tipo e da morfologia da biomassa (Van Loo e Koppejan, 2008; Muazu *et al.*, 2017).

Por sua vez, o processo de acondicionamento consiste na adição de vapor de água ou outros aditivos à matéria-prima, tendo como objetivo a formação de um filme de água superficial, melhorando os mecanismos de adesão e ligação das partículas durante o processo. Geralmente, não é necessária a adição de ligantes, pois devido à alta temperatura atingida durante o processo de briquetagem, a lenhina, polímero termoplástico, sofre um processo designado transição vítrea, atuando ela própria como um agente de ligação natural entre partículas (Furtado *et al.*, 2010; Muazu *et al.*, 2017).

Briquetagem

O processo de briquetagem depende do tipo de biomassa utilizada, da pressão de compactação aplicada, da temperatura, da velocidade, do teor de humidade do material e da dimensão do tamanho das partículas (Granada *et al.*, 2002).

As tecnologias utilizadas no processo incluem prensas do tipo parafuso e prensas do tipo pistão. Nas primeiras, a biomassa é extrudida continuamente através de um molde, recorrendo a um parafuso cónico pré-aquecido de forma a reduzir o atrito. Nas prensas de pistão, a biomassa é pressionada para o interior de um molde, através de um pistão a alta pressão, num movimento descontínuo. Em ambos os casos, a aplicação da elevada pressão provoca um aumento da temperatura da biomassa e a lenhina existente é fluidizada, agindo como um aglutinante natural, como referido anteriormente (Granada *et al.*, 2002; Van Loo e Koppejan, 2008). As duas tecnologias mencionadas estão representadas na Figura 3.2: do lado esquerdo a prensa do tipo pistão e do lado direito a prensa do tipo parafuso.

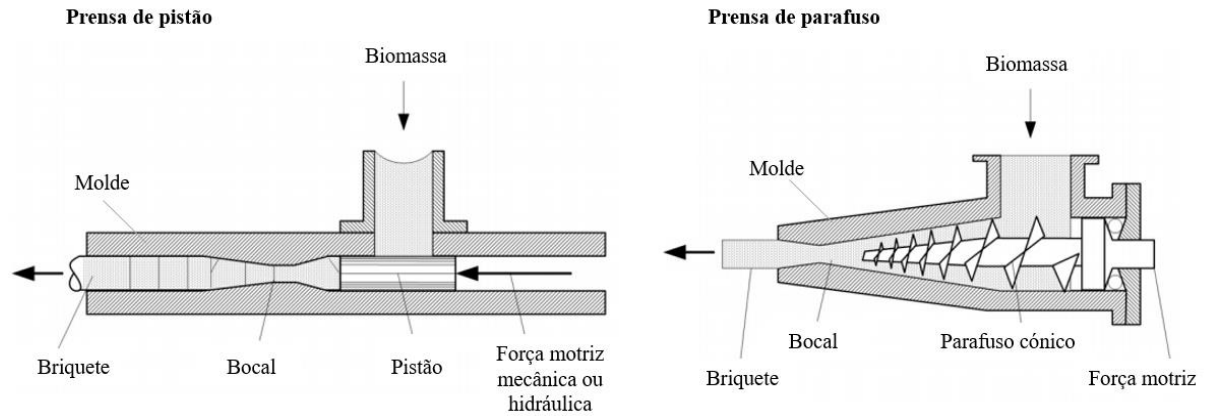


Figura 3. 2 – Tecnologias de briquetagem: prensa do tipo pistão (à esquerda) e prensa do tipo parafuso (à direita). Adaptado de: Van Loo e Koppejan (2008).

Pós-tratamento

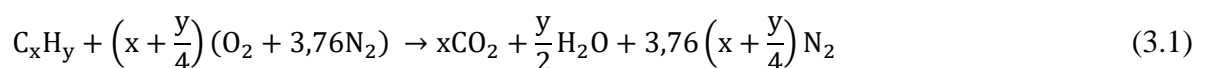
Durante o processo de densificação, ocorre um aumento de temperatura dos briquetes, sendo, geralmente, necessário proceder-se a um arrefecimento cuidadoso do material, antes do seu empacotamento e armazenamento. Seguidamente, ocorre a triagem do material, onde pode ser necessário a remoção de finos dos briquetes produzidos, levando a uma homogeneização do material final. Para facilitar o transporte, a distribuição e, também, para proteger a biomassa do meio envolvente, os briquetes são normalmente embalados (Van Loo e Koppejan, 2008; Muazu *et al.*, 2017).

3.2. Combustão

A combustão é o processo mais utilizado e mais direto na conversão da biomassa em energia útil, sendo, na sua essência, uma reação exotérmica rápida de oxidação de um combustível. Contudo, de um ponto de vista tecnológico, os fenómenos deste processo apresentam elevada complexidade, sendo o seu estudo do domínio de três ramos da ciência, a Química, a Termodinâmica e a Aerodinâmica (Pinho, 2011). O processo de combustão depende tanto da aplicação da combustão como das propriedades do combustível, nomeadamente o teor de humidade, o tamanho de partícula, a composição elementar e imediata e o poder calorífico (Quaak *et al.*, 1999; Van Loo e Koppejan, 2008).

Antes da análise das várias etapas existentes no processo da combustão, considerou-se relevante introduzir alguns princípios e conceitos necessários à compreensão do mesmo. Para uma descrição completa da combustão é necessário conhecer a equação química referente ao processo. Primeiramente, importa referir que, durante a combustão, existe conservação da massa, pelo que o número de átomos de cada elemento é o mesmo, tanto nos reagentes como nos produtos (Pinho, 2011).

Nesta fase inicial, considera-se o combustível um hidrocarboneto simples, C_xH_y , e o comburente o ar atmosférico, sendo composto, simplifadamente, por 21% de O_2 e 79% de N_2 (em volume). Se nos produtos da combustão aparecerem moléculas combustíveis, como por exemplo monóxido de carbono, hidrogénio e hidrocarbonetos, a combustão diz-se incompleta. Em contrapartida, se todo o combustível for queimado, ou, por outras palavras, quando todos os elementos presentes no combustível (C, H, S, etc.) se combinam com o oxigénio do ar, produzindo produtos finais quimicamente estáveis, a combustão diz-se completa. A quantidade mínima de ar que fornece o O_2 necessário e suficiente para a combustão completa designa-se ar teórico, sendo, neste caso, a mistura ar/combustível conhecida por mistura estequiométrica (Nogueira *et al.*, 2005; Pinho, 2011). Atendendo a todos os conceitos introduzidos, a equação estequiométrica da reação de combustão entre um hidrocarboneto simples e o ar atmosférico é dada pela equação 3.1.



Na prática, a combustão completa não é conseguida a menos que a quantidade de ar seja superior à quantidade teórica, uma vez que a mistura ar/combustível não é perfeitamente homogénea, devido às características da fornalha, do queimador e do escoamento (Pinho, 2011).

A quantidade de ar realmente fornecida ao processo é expressa em termos de percentagem de ar teórico. Para isso definiram-se parâmetros que são frequentemente utilizados

na análise da combustão: a razão AC , sendo a razão entre a massa de ar e a massa do combustível; a razão CA , inverso do parâmetro anterior; e a riqueza da mistura r , definida pelo quociente entre AC estequiométrica e AC real. Deste modo, se $r = 1$ a combustão é neutra, sendo a mistura ar/combustível estequiométrica; se $r > 1$ a combustão é redutora, sendo a mistura rica e existindo excesso de combustível; e se $r < 1$ a combustão é oxidante, sendo a mistura pobre e existindo excesso de ar. No caso geral da combustão em fornalhas, as misturas são predominantemente pobres, empregando-se o conceito de excesso de ar e , definido na equação 3.2 (Pinho, 2011). Contudo, a determinação prática do excesso de ar é realizada por intermédio da medição da composição dos gases de combustão, na base seca, como se verá no Capítulo 7.

$$e = \frac{1 - r}{r} \cdot 100 \quad (3.2)$$

Apesar da combustão dever processar-se com excesso de ar, para garantir a queima do combustível, importa referir que quanto maior o valor do excesso de ar, menor o comprimento da chama e menores as temperaturas da corrente de gases de combustão, diminuindo a energia térmica disponível. Na Figura 3.3, apresenta-se a dependência da temperatura da câmara de combustão com o ar de combustão, identificando a zona da combustão incompleta, a zona ótima e a zona inconveniente dado a temperatura dos gases ser muito reduzida (zona da combustão a baixa temperatura). O valor ótimo do excesso de ar depende da fornalha, do combustível e do sistema de combustão, sendo que, valores típicos para a queima de madeira em caldeiras sofisticadas encontram-se na gama de 160 a 250% (Quaak *et al.*, 1999).

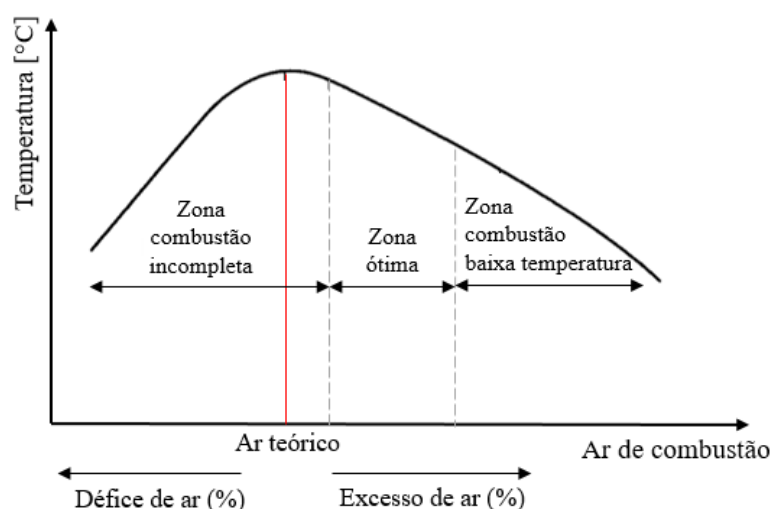
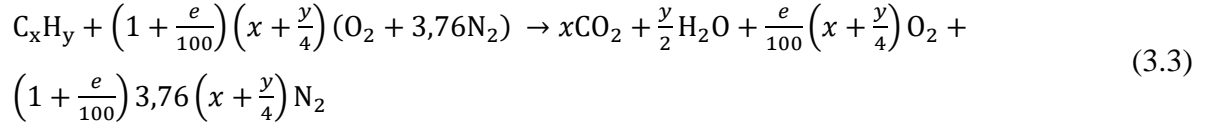


Figura 3. 3 – Representação gráfica da temperatura em função do ar de combustão. Adaptado de: McGowan *et al.* (2010).

Introduzindo, agora, o conceito de excesso de ar, a reação de combustão oxidante completa de um hidrocarboneto simples é dada pela equação 3.3.



Contudo, na prática, a combustão oxidante não é completa, mas incompleta, como é o caso apresentado na presente dissertação. Neste tipo de combustão, os produtos de combustão, para além de CO_2 , H_2O , O_2 e N_2 , ainda englobam CO , NO_x , H_2 , hidrocarbonetos não queimados e partículas sólidas (Pinho, 2011).

3.2.1. Estágios da combustão

Uma vez abordados os conceitos chave da combustão, ainda que de forma sucinta, é agora possível analisar o processo de combustão da biomassa. A Figura 3.4 representa a evolução da massa de uma partícula de biomassa durante o processo de combustão, estando identificados os diversos estágios presentes neste processo. A combustão da biomassa inicia-se quando ocorre a ignição do combustível. A fase seguinte designa-se secagem, processo que envolve a evaporação da água contida na biomassa, dependendo, deste modo, do teor de humidade inicial. À medida que a biomassa perde humidade, a sua temperatura aumenta, seguindo-se a fase da pirólise (volatilização), onde são libertadas as espécies voláteis do combustível. Assim sendo, a secagem e a pirólise provocam uma drástica perda de massa do material, como é possível verificar na Figura 3.4. Seguidamente, inicia-se a combustão do resíduo sólido carbonoso, restando no final do processo a parte inorgânica da biomassa, as cinzas (Quaak *et al.*, 1999; Van Loo e Koppejan, 2008; Khan *et al.*, 2009).

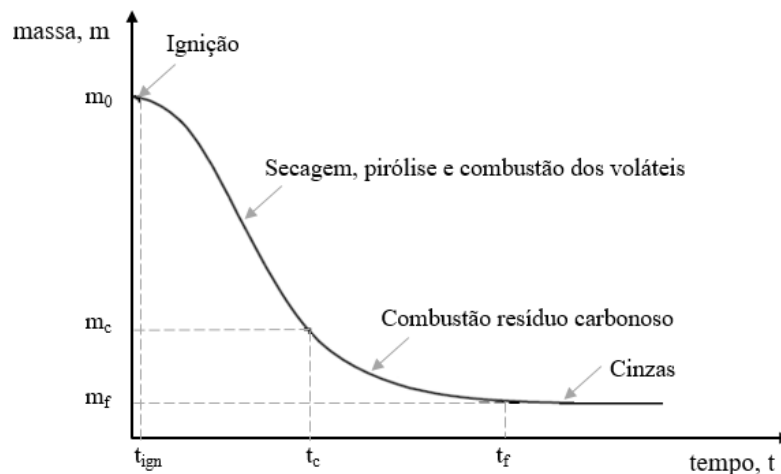


Figura 3. 4 – Representação gráfica da massa do material em função do tempo. Adaptado de: Ferreira (2013).

De seguida, são caracterizados os vários estágios do processo da combustão.

Ignição

A ignição de uma mistura combustível/comburente pode ocorrer de duas formas distintas: espontânea ou forçada. A primeira é um fenómeno pouco habitual, ocorrendo quando se observam certas condições de pressão, temperatura e composição, levando ao embalo da velocidade da reação de oxidação, iniciando-se a combustão viva. À temperatura mínima a partir da qual se inicia a combustão viva chama-se temperatura de auto-inflamação (Pinho, 2011).

A ignição forçada, mais usual, ocorre por meio da aplicação de uma fonte de calor exterior. Neste caso, ocorre a auto-inflamação numa pequena parte da mistura, podendo, sob certas condições, as reações de combustão propagarem-se a todo o volume da mistura. Saliente-se que a ignição de uma mistura exige uma quantidade mínima de energia designada energia mínima de ignição, a qual depende essencialmente da composição da mistura combustível/comburente (Pinho, 2011).

Secagem

Depois da ignição da mistura combustível/comburente, é iniciada a fase de aquecimento, provocando um aumento da temperatura da biomassa e a consequente evaporação da água contida no material. Uma vez que a secagem é um processo endotérmico, utiliza a energia proveniente da combustão, tendo como consequência a redução da temperatura da câmara de combustão, aumentando o tempo de residência necessário e, consequentemente, atrasando o processo (Quaak *et al.*, 1999; Pinho, 2011). Tal como foi referido na Secção 2.1, a biomassa não deve ter um teor de humidade superior a 60%, para ser possível a ignição do combustível.

Pirólise

Quando a temperatura da biomassa é suficientemente elevada, inicia-se a fase da pirólise, também designada volatilização, decorrendo assim o processo de decomposição térmica do combustível em gases voláteis e resíduo sólido carbonoso. A libertação de voláteis impede que o oxigénio externo penetre no interior das partículas, pelo que a pirólise é caracterizada pelo estágio na ausência de oxidante (Quaak *et al.*, 1999).

A volatilização inicia-se com a quebra de ligações químicas dos principais constituintes da matéria seca da biomassa (hemicelulose, celulose e lenhina). Inicialmente, a uma temperatura entre 200 e 380 °C, ocorre a pirólise da hemicelulose, sendo, portanto, o componente com maior reatividade. Na gama de temperaturas entre 280 e 430 °C, ocorre a pirólise da celulose, seguindo-se a pirólise da lenhina entre as temperaturas 280 e 580 °C, sendo este último o componente com menor reatividade (Zhao *et al.*, 2017).

Os produtos resultantes deste processo são gases e carvão vegetal carbonizado, sendo que a quantidade e o tipo de produtos libertados dependem tanto da composição do combustível, como das condições de operação (temperatura, pressão, taxa de aquecimento e tempo de reação) (Werther *et al.*, 2000; Van Loo e Koppejan, 2008). Dentro dos gases que se formam nesta fase, encontram-se o vapor de água, óxidos de carbono (tanto CO₂ como CO), H₂ e hidrocarbonetos leves (CH₄, C₂H₂), incluindo moléculas de massa molecular mais elevada que condensam à temperatura ambiente (alcatrões). Relativamente à matriz sólida carbonizada, este produto é constituído por cinzas e um elevado teor de carbono, geralmente com quantidades superiores a 75% (em massa), sendo que a sua estrutura e composição é função do tipo de material original e da fase de pirólise (Van Loo e Koppejan, 2008; Zhao *et al.*, 2017).

Após a pirólise, ocorre a combustão dos gases voláteis libertados, caracterizada pelas chamas maioritariamente amarelas. No processo de combustão, estes gases podem representar cerca de 70% do poder calorífico associado à biomassa (Quaak *et al.*, 1999; Werther *et al.*, 2000).

Combustão do resíduo sólido carbonoso:

O resíduo sólido carbonoso, produto final depois da libertação dos voláteis da biomassa, é essencialmente constituído por carbono e cinzas, com pequenas quantidades de hidrogénio, oxigénio, azoto e enxofre. A combustão deste resíduo carbono é caracterizada pelas chamas maioritariamente azuis, sendo as cinzas o produto restante do processo de combustão da biomassa (Quaak *et al.*, 1999).

3.2.2. Poluentes resultantes da combustão

Os poluentes mais comuns resultantes do processo de combustão são: os óxidos de azoto (NO_x), o monóxido de carbono (CO), os óxidos de enxofre (SO_x), os hidrocarbonetos não queimados (HC), o dióxido de carbono (CO₂) e as partículas sólidas (na maioria menores do que 10 µm, e designadas na linguagem técnica e científica por PM10) (Nussbaumer, 2003; Pinho, 2011).

Geralmente estes poluentes estão integrados em dois grupos, os poluentes não queimados (resultantes da combustão incompleta) e os poluentes relativos a cada tipo de combustível. A emissão dos poluentes não queimados é fortemente dependente do sistema de queima, tanto do equipamento como das condições do processo; neste grupo, inclui-se o monóxido de carbono, os hidrocarbonetos não queimados (HC), os voláteis condensados, os hidrocarbonetos aromáticos policíclicos (HAP) e as partículas de carvão. A formação destes

poluentes resulta da baixa temperatura de combustão, da mistura deficiente entre o combustível e o ar e do período insuficiente de residência do combustível na câmara de combustão (Werther *et al.*, 2000; Khan *et al.*, 2009; Verma *et al.*, 2012).

Relativamente ao segundo grupo, a formação e emissão destes poluentes dependem da composição da biomassa, onde se destacam os compostos de azoto (NO_x), os óxidos de enxofre (sobretudo SO_2), os gases ácidos (como HCl), os metais pesados (como Pb , Zn e Cd) e as cinzas. No caso do enxofre e dos metais pesados, face ao baixo teor na biomassa florestal, geralmente as emissões são insignificantes (Werther *et al.*, 2000; Khan *et al.*, 2009).

Dos poluentes mencionados, o monóxido de carbono e os óxidos de azoto são os que terão maior destaque na presente secção. O monóxido de carbono, quando inalado, combina-se com a hemoglobina, reduzindo a capacidade do sangue em transportar oxigénio dos pulmões aos tecidos, podendo conduzir à morte (Pinho, 2011). Tal como referido, as emissões de CO relacionam-se com a combustão incompleta, pertencendo ao grupo dos não queimados. Elevados diâmetros de partículas e elevado teor de cinzas contribuem para maiores emissões deste gás (Khan *et al.*, 2009).

A formação de CO ocorre em duas situações distintas, nas regiões de mistura rica e nas regiões de mistura pobre. No primeiro caso, quando existe deficiência de ar, a mistura ar/combustível é dificultada, não existindo oxigénio suficiente para a oxidação completa e, consequentemente existe libertação de CO. Em contrapartida, nas situações com elevado excesso de ar, ocorre a diminuição da temperatura de combustão, permitindo a formação de CO (Johansson *et al.*, 2004; Van Loo e Koppejan, 2008; Roy *et al.*, 2013).

Por outro lado, os óxidos de azoto (NO_x) constituem, de uma maneira geral, o conjunto formado pelo óxido nítrico (NO) e pelo dióxido de azoto (NO_2), sendo o primeiro o principal óxido de azoto emitido durante a combustão. Estes poluentes participam em reações atmosféricas, produzindo partículas prejudiciais, nomeadamente ozono troposférico (*smog*) e chuvas ácidas (Werther *et al.*, 2000; Khan *et al.*, 2009).

O óxido nítrico é formado a partir da oxidação do azoto molecular existente no ar de combustão ou existente no combustível. Existem três mecanismos para a formação deste composto, resultando no NO-térmico, no NO-combustível e no NO-imediato. Para temperaturas elevadas, superiores a 1000 °C, o óxido de azoto é maioritariamente originado pelo mecanismo térmico e imediato (Werther *et al.*, 2000; Nussbaumer, 2003).

O NO térmico resulta da reação de oxidação do azoto molecular presente no ar de combustão a temperaturas elevadas na ordem dos 1300 °C, sendo este processo designado

mecanismo de Zeldovich (Pinho, 2011; Roy *et al.*, 2013). Por outro lado, o NO combustível é consequência do conteúdo de azoto presente no combustível, sendo libertado a temperaturas relativamente baixas (Werther *et al.*, 2000; Liu *et al.*, 2013). O último, conhecido por NO imediato, súbito ou instantâneo, é formado devido às rápidas reações na frente de chama, envolvendo reações de radicais livres de hidrocarbonetos com o azoto molecular, frequentemente em chamas com defeito de ar (Pinho, 2011; Verma *et al.*, 2011).

3.2.3. Análise do rendimento da combustão

Para analisar o processo de combustão, optou-se por dividi-lo, conceitualmente, em dois momentos (espaços): a fornalha (local onde o combustível é queimado e de onde saem os produtos de combustão) e o permutador de calor (local onde o calor da corrente dos gases de combustão é utilizado para aquecer um fluido, como água, vapor ou ar) (Quaak *et al.*, 1999). Na Figura 3.5, apresenta-se um esquema do balanço de massa no processo de combustão, estando representados os dois espaços mencionados anteriormente.

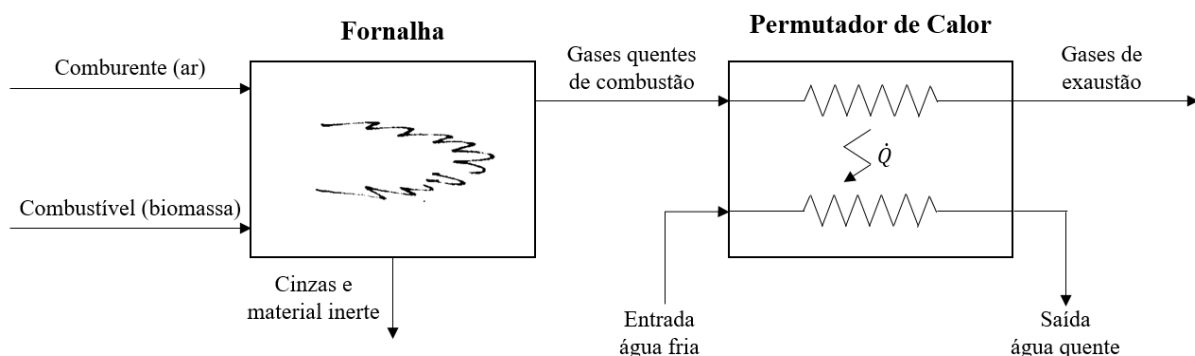


Figura 3. 5 – Representação esquemática do processo de combustão nos dois momentos: fornalha e permutador de calor. Adaptado de: Quaak *et al.* (1999).

De seguida, analisar-se-á a fornalha e o permutador de calor, separadamente, tendo como objetivo calcular o rendimento associado a cada espaço.

Fornalha

De uma forma geral, a fornalha deve evaporar as substâncias voláteis do combustível, elevar a temperatura do combustível até à combustão, proporcionar a condição ideal para uma combustão completa, criando turbulência para misturar o ar e o combustível, e impedir a troca de calor entre os gases quentes de combustão e o ambiente. Deste modo, as paredes interiores da fornalha têm de suportar altas temperaturas, apresentar elevada resistência ao choque térmico, reduzida dilatação térmica e devem ser revestidas com uma camada de tijolos refratários, responsáveis por reter o calor no interior da fornalha (Nogueira *et al.*, 2005).

A alimentação da fornalha consiste no combustível (neste caso os briquetes de biomassa) e no comburente (ar atmosférico), como é possível visualizar na Figura 3.5. Durante a combustão, as ligações químicas do combustível são quebradas e, consequentemente, liberta-se energia térmica, ficando esta disponível na corrente dos gases quentes de combustão (*output* da fornalha apresentado também na Figura 3.5). A energia contida no combustível que não foi transferida para a corrente de gases de combustão, na forma de energia térmica, é, deste modo, perdida. Estas perdas englobam:

- as cinzas voláteis, partículas de pequenas dimensões que são arrastadas pela corrente de gases de combustão, passando através do permutador de calor, sem que a sua energia térmica seja utilizada;
- as partículas não queimadas nas cinzas, partículas de maiores dimensões que ficam no fundo da fornalha, cuja energia química armazenada não é libertada;
- os compostos não queimados na corrente de gases, como o monóxido de carbono, cuja energia química armazenada não é libertada durante a combustão;
- as perdas para o ambiente, nomeadamente as perdas por radiação e convecção (Quaak *et al.*, 1999).

Relativamente à fornalha, é possível calcular um rendimento, designado rendimento da combustão η_{comb} , recorrendo à equação 3.4.

$$\eta_{comb} = \frac{\text{energia térmica disponível na corrente de gases quentes de combustão}}{\text{energia química na biomassa}} \cdot 100 \quad (3.4)$$

Valores típicos dos rendimentos térmicos da combustão, baseados no PCI do combustível, encontram-se no intervalo entre 65% e 99%, para caldeiras bem isoladas com sistemas de combustão sofisticados (Quaak *et al.*, 1999). Este rendimento é fortemente dependente da reação ser ou não completa e das perdas existentes na fornalha.

3.2.3.2. Permutador de calor

A alimentação do permutador de calor, como é possível verificar na Figura 3.5, é a corrente de gases quentes de combustão, sendo que a sua energia térmica disponível para a transferência de calor com o outro fluido (água) é tanto maior quanto maior for a sua temperatura. No permutador de calor, a energia térmica disponível nos gases quentes de combustão é então transferida para a água, aquecendo-a. Deste modo, a saída do permutador corresponde à corrente dos gases de combustão à temperatura de exaustão na chaminé, sendo que a diferença entre as temperaturas é diretamente proporcional à quantidade de calor que foi transferida para a água (Quaak *et al.*, 1999).

Assim, no caso do permutador de calor, o rendimento designa-se rendimento da transferência de calor η_{TC} , sendo calculado pela equação 3.5.

$$\eta_{TC} = \frac{\text{energia térmica disponível na água}}{\text{energia térmica disponível na corrente de gases de combustão}} \cdot 100 \quad (3.5)$$

Na prática, é complicado obter a temperatura dos gases de combustão imediatamente antes da transferência de calor para a água. Calcula-se normalmente um outro rendimento, designado rendimento térmico η_t , através da equação 3.6.

$$\eta_t = \eta_{comb} \cdot \eta_{TC} = \frac{\text{energia térmica disponível na água}}{\text{energia química na biomassa}} \cdot 100 \quad (3.6)$$

No entanto, é possível calcular um valor aproximado da temperatura dos gases de combustão imediatamente antes da transferência de calor para a água, desprezando todas as perdas de calor para o exterior, tornando a fornalha num sistema adiabático. Deste modo, a temperatura dos produtos da combustão a calcular designa-se temperatura adiabática de chama e é definida como a temperatura máxima que os produtos podem atingir nesta reação (Pinho, 2011).

Neste caso, como não há calor trocado durante a combustão (nem trocas de trabalho), recorrendo à primeira Lei da Termodinâmica, a entalpia do sistema permanece constante, como é possível verificar na Figura 3.6 pela representação do processo 1 – 2 numa linha horizontal.

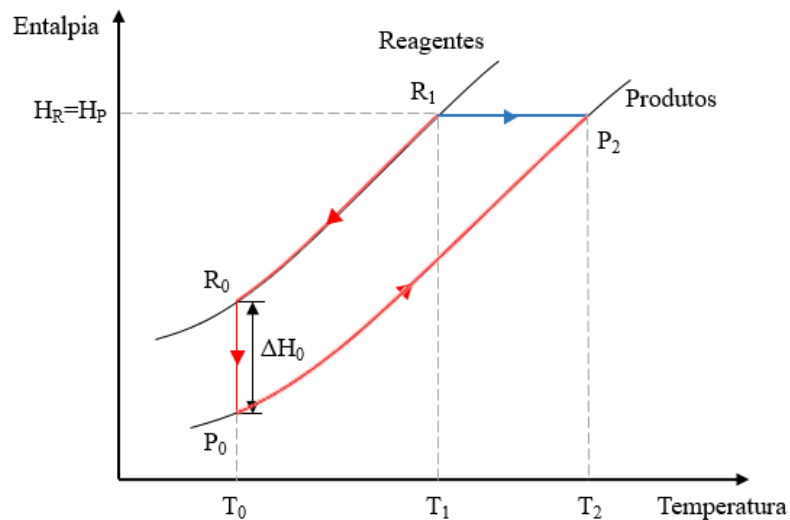


Figura 3. 6 – Combustão adiabática a pressão constante. Adaptado de: Pinho (2011).

Deste modo, o balanço de energia pode-se escrever segundo a equação 3.7:

$${}_1Q_2 = H_{P2} - H_{R1} = (H_{P2} - H_{P0}) + (H_{P0} - H_{R0}) + (H_{R0} - H_{R1}) \Leftrightarrow \quad (3.7)$$

$$\Leftrightarrow 0 = H_{P2} - H_{R1} = (H_{P2} - H_{P0}) + (H_{P0} - H_{R0}) + (H_{R0} - H_{R1})$$

onde H_{P2} é a entalpia dos produtos no estado 2, H_{P0} é a entalpia dos produtos no estado de referência 0, H_{R1} é a entalpia dos reagentes no estado 1 e H_{R0} é a entalpia dos reagentes no estado de referência 0.

Esta última equação pode ser aproximada, considerando regime permanente e que os reagentes e os produtos são misturas de gases perfeitos, resultando na equação 3.8:

$$\sum_i \dot{m}_{Pi}(\tilde{c}_{P_{Pi}})(T_2 - T_0) + \dot{m}_{comb}\Delta h_0 + \sum_i \dot{m}_{Ri}(\tilde{c}_{P_{Ri}})(T_0 - T_1) = 0 \quad (3.8)$$

onde \dot{m}_{comb} é o caudal mássico de combustível, \dot{m}_{Ri} é o caudal mássico do reagente i , \dot{m}_{Pi} é o caudal mássico do produto i , $\tilde{c}_{P_{Ri}}$ é o calor específico mássico do reagente i a pressão constante à temperatura média (entre T_0 e T_1), $\tilde{c}_{P_{Pi}}$ é o calor específico mássico do produto i a pressão constante à temperatura média (entre T_0 e T_2) e Δh_0 é a entalpia específica de combustão, aproximadamente igual ao simétrico do valor do PCI.

O procedimento para calcular a temperatura adiabática de chama é iterativo, uma vez que é necessária esta temperatura para se determinar os valores do calor específico mássico dos produtos. Este cálculo será realizado utilizando o *software Engineering Equation Solver* (EES), descrito no Capítulo 7.

4. CARACTERIZAÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS

Tanto para a realização do ensaio do desempenho térmico como do ensaio da taxa de queima, foram utilizados diferentes tipos de combustíveis sólidos lenhosos. Nos ensaios iniciais que se realizaram à instalação, utilizaram-se briquetes comerciais provenientes da *Leroy Merlin*, com o principal objetivo de testar o programa de aquisição de dados, familiarizar-se com os aspetos relacionados com o funcionamento da caldeira e organizar uma metodologia experimental para a realização dos ensaios. Deste modo, os testes realizados com este tipo de briquetes não foram alvo de análise nem tratamento, pelo que não se considerou relevante fazer a caracterização detalhada deste combustível. Posteriormente, realizaram-se ensaios de queima com briquetes comerciais fornecidos pela empresa Briquetes Raro – Sociedade de Aproveitamento de Resíduos Lda. Uma vez que a presente dissertação se integra no projeto Biomassa-AP, com o objetivo de estudar o potencial energético da biomassa com incorporação de resíduos florestais e de madeira de poda de culturas agrícolas, foram também utilizados briquetes fabricados a partir de serrim de pinho e a partir de aparas de poda de videira. Os dois tipos de briquetes supramencionados foram produzidos na Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu (ESTGV), do Instituto Politécnico de Viseu (IPV). Por último, foi ainda utilizada lenha de eucalipto. Na Figura 4.1 estão apresentados os três tipos de briquetes utilizados.

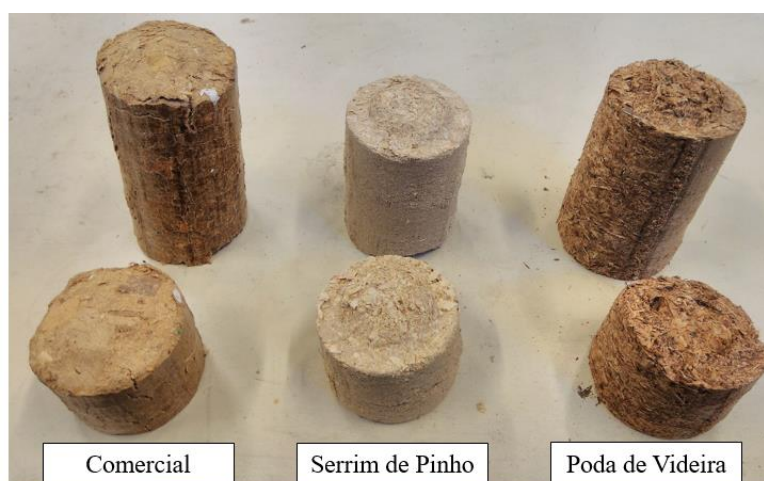


Figura 4. 1 – Briquetes utilizados.

Os três tipos de briquetes tinham diâmetros similares e aproximadamente constantes em toda a população. Os briquetes comerciais apresentavam uma estrutura bastante heterogénea, ao contrário dos briquetes produzidos no IPV, a partir de resíduos florestais. Na Figura 4.2 apresentam-se, com maior detalhe, os briquetes comerciais, onde é possível identificar materiais como plásticos na sua constituição.



Figura 4. 2 – Pormenor da estrutura heterogénea dos briquetes comerciais.

Já a lenha de eucalipto utilizada apresentava dimensões muito variáveis, tanto de diâmetro como de comprimento, como é possível visualizar na Figura 4.3. Uma vez que os toros tinham um comprimento heterogéneo e bastante longo, foi necessário cortá-los de forma a homogeneizar em termos de comprimento, antes de os alimentar à caldeira.



Figura 4. 3 – Lenha de eucalipto utilizada.

4.1. Teor de humidade

O teor de humidade da biomassa foi determinado utilizando uma amostra de cada tipo de combustível, através da perda de massa da mesma, segundo a norma FprEN 14774-2:2009. As amostras, previamente pesadas, foram colocadas numa estufa laboratorial, modelo *FD-115* da *Binder* (apresentada na Figura 4.4), e secas à temperatura de 105 °C, durante um período de 24 horas. Posteriormente, foram pesadas e colocadas novamente na estufa, durante um período de 24 horas. No final, foram novamente pesadas, verificando-se se a sua massa se mantinha inalterada, assegurando, deste modo, que se tinha eliminado toda a água contida na amostra.



Figura 4. 4 – Estufa laboratorial. Fonte: BINDER (2018).

A percentagem de humidade das amostras, na base húmida $hum_{comb,h}$ e na base seca $hum_{comb,s}$, foi calculada através das equações 4.1 e 4.2, respetivamente:

$$hum_{comb,h} = \frac{m_h - m_s}{m_h} \cdot 100 \quad (4.1)$$

$$hum_{comb,s} = \frac{m_h - m_s}{m_s} \cdot 100 \quad (4.2)$$

onde m_h é a massa húmida da amostra (massa inicial) e m_s é a massa seca da amostra (massa final).

O teor de humidade, na base húmida, de cada tipo de combustível apresenta-se na Tabela 4.1, acompanhado com o diâmetro médio dos briquetes utilizados.

Tabela 4. 1 – Combustíveis lenhosos utilizados nos ensaios: diâmetro e teor de humidade

Combustível	Diâmetro médio [cm]	Teor de humidade (B.H.) [%]
Comercial	7	11,5
Serrim de Pinho	7	9,0
Poda de Videira	7	8,8
Eucalipto	Variável entre 4 e 7	13,4

4.2. Composição química dos briquetes

Na Tabela 4.2, é apresentada a composição imediata e elementar dos combustíveis sólidos utilizados na presente dissertação, acompanhados do valor do poder calorífico superior e inferior, ambos na base seca. No caso dos briquetes comerciais e dos produzidos a partir de serrim de pinho, as composições foram fornecidas pelo laboratório do Centro para a Valorização de Resíduos. No caso dos briquetes produzidos a partir de aparas de poda de videira, a análise elementar e imediata foi fornecida pela Universidade de Vigo, uma das parcerias do Projeto Biomassa-AP. Importa referir que a composição química de apenas uma amostra de cada briquete pode, eventualmente, ser uma aproximação grosseira, podendo não ser representativa de todos os briquetes de cada tipo de combustível. Esta simplificação poderá ser mais crítica nos briquetes comerciais, uma vez que apresentam uma estrutura bastante heterogénea (Figura 4.2).

Relativamente à lenha de eucalipto, os valores da composição elementar, humidade e do PCS apresentados na Tabela 4.2 foram obtidos pela média aritmética dos valores apresentados na literatura (Núez Regueira *et al.*, 2001), referentes a ramos com diâmetros entre 3 e 6 cm, para a estação de outono, da espécie *Eucalyptus globulus* Labill. Contudo, o valor do PCI apresentado na literatura estava afetado pela elevada humidade presente na lenha, tendo sido necessário proceder a uma correção para se encontrar o valor referente à base seca. O valor do PCI apresentado na Tabela 4.2 foi então calculado segundo a equação 4.3:

$$PCI_{corr} = \frac{PCI_{comb} + \alpha h_{lv}}{1 - \alpha} \quad (4.3)$$

onde PCI_{corr} é o poder calorífico inferior corrigido para a base seca, PCI_{comb} é o poder calorífico inferior do combustível, α é a fração mássica de água na lenha retirada da literatura (Núez Regueira *et al.*, 2001) e h_{lv} é a entalpia latente de vaporização da água a 25 °C.

Saliente-se que o valor do teor de humidade apresentado na Tabela 4.2 para os vários combustíveis diferem dos valores apresentados na Tabela 4.1, podendo tal ser explicado pela heterogeneidade dos briquetes e pelo facto de uma amostra não ser, eventualmente, representativa de toda a população. Para os cálculos optou-se por utilizar o valor da humidade apresentado na Tabela 4.2, por uma questão de coerência com a composição química utilizada. No entanto, no caso do eucalipto, a lenha utilizada nos ensaios encontrava-se bastante seca (havia sido armazenada no interior de uma garagem durante mais de dois anos), em contraste com o valor obtido na literatura, razão pela qual se utilizou para os cálculos o valor da humidade obtida experimentalmente na estufa, apresentada na Tabela 4.1.

Tabela 4. 2 – Composição imediata e elementar dos combustíveis sólidos

<i>Combustível</i>	<i>Comercial</i>	<i>Serrim de Pinho</i>	<i>Poda de Videira</i>	<i>Eucalipto</i>
--------------------	------------------	------------------------	------------------------	------------------

Teor de humidade [%]	10,6	6,9	10,3	48,0
M. Volátil a 900 °C [%]	72,8	85,4	69,5	-
Cinzas a 550 °C [%]	1,2	0,7	3,2	-
Carbono Fixo [%]	15,4	7,0	17,0	-
Carbono (B.S.) [%]	55,6	49,9	47,0	53,0
Azoto (B.S.) [%]	3,3	1,1	0,6	0,2
Hidrogénio (B.S.) [%]	6,4	6,8	6,2	7,2
Enxofre (B.S.) [%]	0,09	0,05	0,05	0,3
Oxigénio (B.S.) [%]	34,6	42,1	46,1	39,2
PCS (B.S.) [MJ/kg]	19,2	15,9	20,0	18,7
PCI (B.S.) [MJ/kg]	17,8	14,4	18,6	17,1

A composição química dos briquetes apresentada na tabela anterior é fornecida na base seca, sendo possível passar para base húmida, em percentagem, segundo a equação 4.4:

$$y_h(i) = y_s(i) \frac{100 - hum_{comb,h}}{100} \quad (4.4)$$

onde $y_h(i)$ é a fração mássica do constituinte i na base húmida e $y_s(i)$ é a fração mássica do constituinte i na base seca.

Analisando a tabela anterior, é possível concluir que os valores do PCI e PCS para os briquetes de serrim de pinho (apresentados a cor azul na Tabela 4.2) são bastante reduzidos quando comparados com os restantes valores dos poderes caloríficos. Para se averiguar a validade destes valores, foram retirados da literatura os valores do PCI e PCS, bem como os valores da composição elementar e humidade, referentes a ramos com diâmetros entre 3 e 6 cm, para a estação de outono, da espécie *Pinus pinaster* Aiton (Núez Regueira *et al.*, 2001). Tal como explicado para o eucalipto, o valor do PCI teve de ser corrigido para se encontrar o valor referente à base seca, através da equação 4.3. Na Tabela 4.3 apresenta-se a comparação entre os valores da composição elementar e dos poderes caloríficos fornecidos pelo laboratório do Centro para a Valorização de Resíduos e os valores retirados da literatura para o caso dos briquetes de serrim de pinho.

Tabela 4. 3 – Comparação dos valores de composição elementar e poderes caloríficos para os briquetes de serrim de pinho

<i>Combustível</i>	<i>Serrim de Pinho: laboratório</i>	<i>Serrim de Pinho: literatura</i>
Teor de humidade [%]	6,9	65,5
Carbono (B.S.) [%]	49,9	54,9
Azoto (B.S.) [%]	1,1	0,2
Hidrogénio (B.S.) [%]	6,8	5,2
Enxofre (B.S.) [%]	0,05	0,2
Oxigénio (B.S.) [%]	42,1	39,5
PCS (B.S.) [MJ/kg]	15,9	19,6
PCI (B.S.) [MJ/kg]	14,4	18,5

Analisando a tabela anterior, verifica-se que os valores do PCI e do PCS da literatura para esta espécie são bastante superiores aos fornecidos pelo laboratório, estando os da literatura na mesma gama que os restantes poderes caloríficos apresentados na Tabela 4.2. Para o cálculo do rendimento térmico da caldeira optou-se pela utilização dos dois valores, discutindo-se, no Capítulo 8, os resultados obtidos para as duas situações. De notar que, para os cálculos utilizando os valores da literatura, o valor da humidade usada é o valor obtido experimentalmente na estufa, apresentado na Tabela 4.1, tal como acontece para o caso da lenha de eucalipto.

5. INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL

Neste capítulo, descreve-se a instalação utilizada para a realização dos ensaios da presente dissertação. Para tal, considerou-se conveniente representar esquematicamente a instalação, apresentando todos os componentes utilizados nas medições necessárias, Figura 5.1.

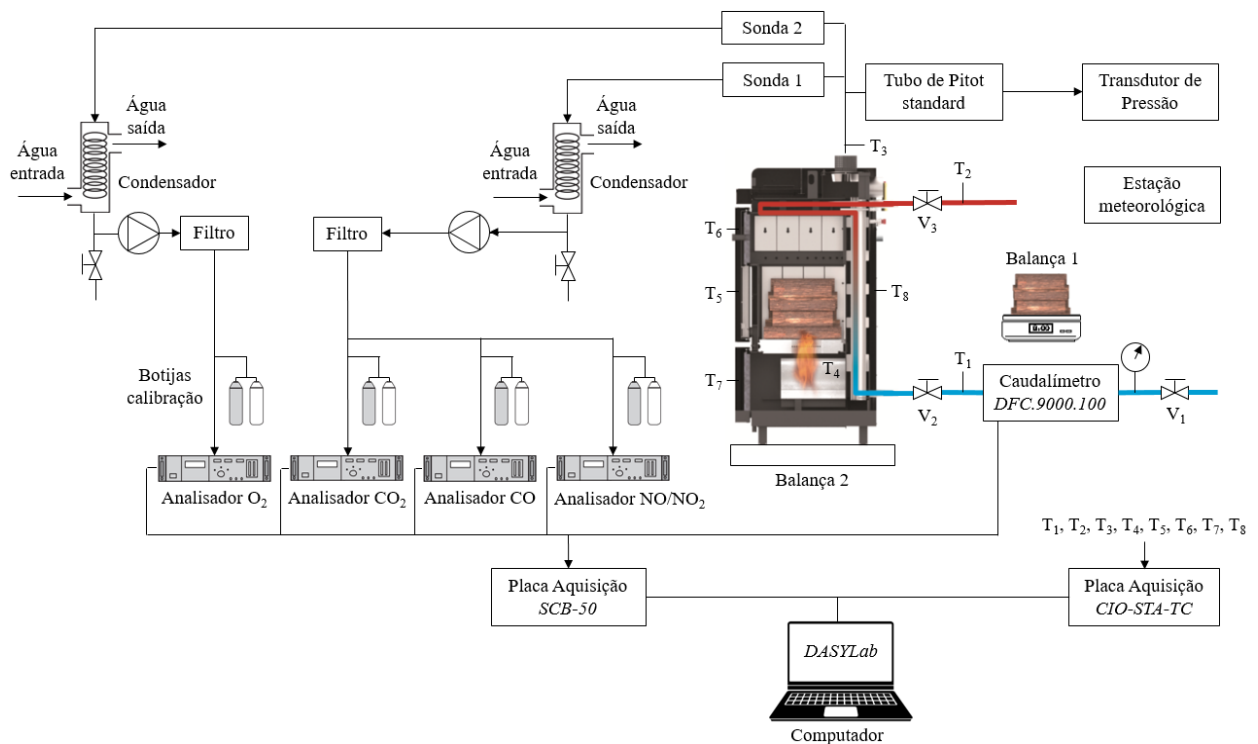


Figura 5. 1 – Representação esquemática da instalação experimental.

Como se pode visualizar na Figura 5.1, foram necessárias duas balanças no decorrer dos ensaios: a balança 1 para pesar previamente os briquetes a serem colocados dentro da caldeira e a balança 2, colocada sobre a caldeira, para avaliar a diminuição da massa total da caldeira devido ao consumo dos briquetes durante o ensaio.

Em cada ensaio, monitorizou-se a temperatura da água, dos gases de exaustão, da chama e das superfícies exteriores da caldeira, recorrendo a termopares do tipo K, estando as temperaturas identificadas na Figura 5.1 como T_i , onde T_1 é a temperatura da água à entrada da caldeira, T_2 é a temperatura da água à saída da caldeira, T_3 é a temperatura dos gases de

exaustão, T_4 é a temperatura da chama, T_5 é a temperatura da parede do lado direito da caldeira, T_6 é a temperatura da porta superior da caldeira, T_7 é a temperatura da porta inferior da caldeira e T_8 é a temperatura da parede do lado esquerdo. Ainda na Figura 5.1, é possível observar a existência do caudalímetro e do tubo de Pitot standard, utilizados na medição do caudal mássico de água e do caudal mássico dos gases de combustão, respetivamente. Durante os ensaios, recorrendo à estação meteorológica, modelo *PTU301* da *Vaisala*, existente no laboratório, foi possível obter a pressão, a temperatura e a humidade do ar ambiente.

Relativamente ao sistema de aquisição dos gases de combustão, foi necessário utilizar duas sondas para ser possível um circuito com duas bombas em paralelo, uma bomba destinada apenas para o analisador de oxigénio e outra para os restantes analisadores, de dióxido de carbono, monóxido de carbono e óxidos de azoto. A razão de se ter optado por duas bombas foi para aumentar o caudal lido no analisador de oxigénio, permitindo uma melhoria de leitura e de rapidez de resposta. Também é importante referir que a composição dos gases de exaustão, para cada analisador, é dada na base seca, pelo que, entre a tubagem de exaustão e os analisadores, foi necessário colocar, em ambos os circuitos, um condensador, para permitir a condensação do vapor de água existente nos gases de exaustão.

Como é possível verificar na Figura 5.1, as temperaturas, o caudal mássico de água e a composição dos gases de exaustão foram registados automaticamente no computador, utilizando o *software DASYLab*. Para tal, foi necessário criar um programa de aquisição de dados neste *software*, estando o esquema de funcionamento apresentado na Figura 5.2.

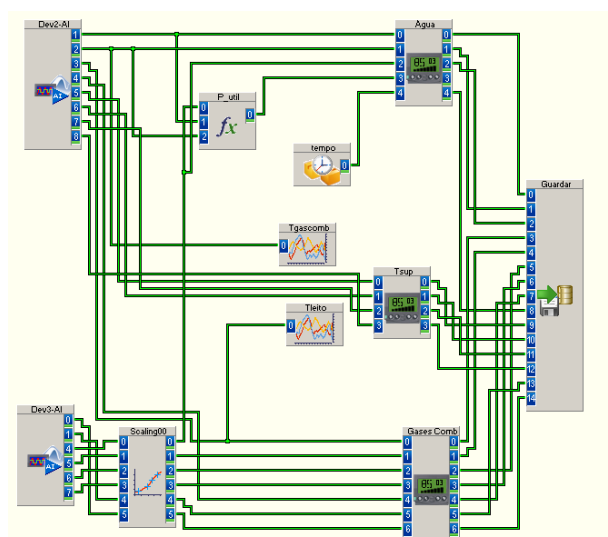


Figura 5. 2 – Programa de aquisição no *software DASYLab*.

Os componentes da instalação mais relevantes no decorrer dos ensaios serão abordados de seguida, com maior detalhe.

5.1. Caldeira

A caldeira utilizada para os ensaios de combustão dos briquetes é da marca *Solzaima*, modelo Caldeira de Lenha *SMZ IW*, com uma potência térmica nominal de 24 kW, destinada ao aquecimento de água para uso em instalações de aquecimento central e para uso doméstico. Na Figura 5.3, mostra-se a representação esquemática da caldeira em vista frontal, lateral e de cima, acompanhada das suas principais dimensões exteriores em milímetros – 1520 × 560 × 1070 –, altura, largura e profundidade, respetivamente.

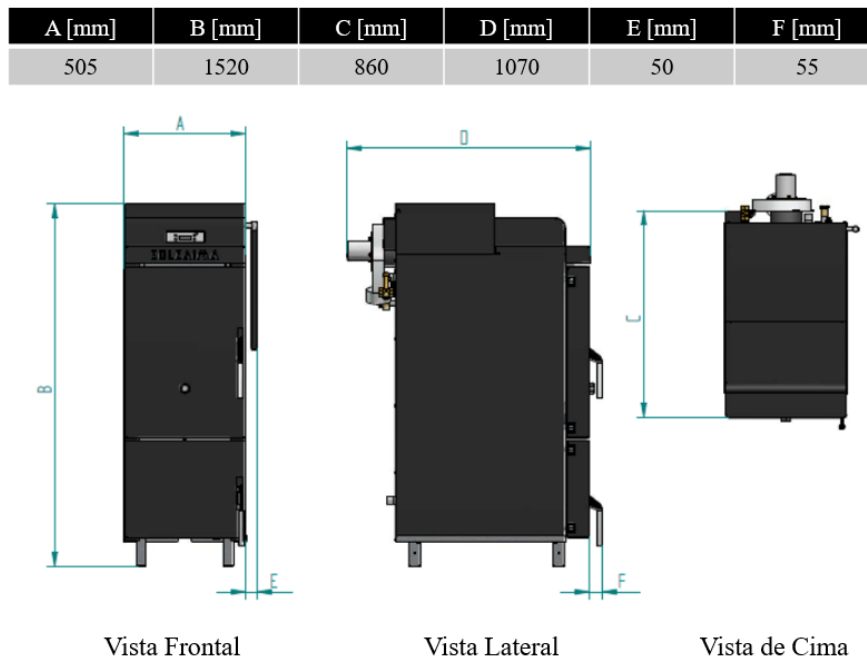


Figura 5. 3 – Representação esquemática da caldeira e dimensões exteriores. Adaptado de: Solzaima (2015).

A estrutura da caldeira pesa 383 kg e admite um volume de água de 73 litros, apresentando um valor de massa total de 456 kg, valor importante para a seleção da balança a colocar sobre a caldeira (balança 2). A caldeira tem uma capacidade máxima de carga igual a 30 kg, com um comprimento máximo admissível dos briquetes de 475 mm (Solzaima, 2015).

Na Figura 5.4 apresentam-se fotografias da caldeira utilizada, sendo possível observar a divisão da câmara de combustão em duas partes, na câmara superior (6) e na câmara inferior (9). A alimentação da caldeira não é automática, sendo que os briquetes são colocados, manualmente, na câmara superior, sendo para tal necessário abrir a porta superior durante o decorrer do ensaio. O orifício visor (4) possibilita a visualização do interior da câmara de combustão superior sem ser necessário abrir a porta.

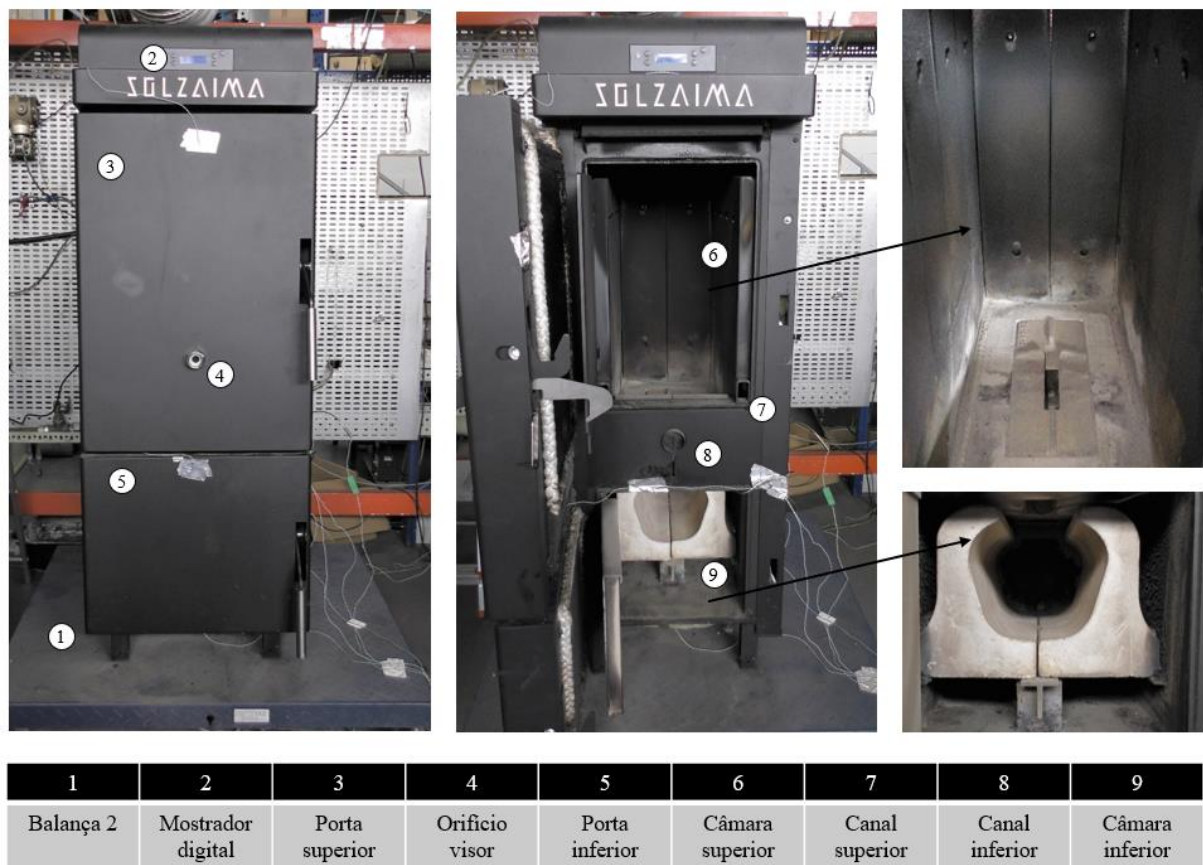


Figura 5. 4 – Caldeira utilizada e câmara de combustão.

Para ser possível entender o normal funcionamento da caldeira, é necessário ter conhecimento dos locais de entrada do comburente na caldeira e da respetiva circulação dos gases de combustão. A caldeira tem dois canais por onde o ar pode entrar para a câmara de combustão, canal superior por onde entra o ar primário (representado pelo número 7 na Figura 5.4) e canal inferior por onde entra o ar secundário (representado pelo número 8 na Figura 5.4). O canal inferior tem a possibilidade de estar aberto ou fechado, alterando a circulação do comburente na caldeira, como representado na Figura 5.5. Caso o canal inferior esteja aberto, a entrada de ar na caldeira ocorre pelos dois canais, entrando na câmara de combustão pelos orifícios existentes na câmara superior e na zona entre a câmara superior e a inferior, como apresentado no caso 1 da Figura 5.5. No caso do canal inferior se encontrar fechado, a entrada de ar na caldeira ocorre apenas pelo canal superior, entrando na câmara de combustão pelos orifícios existentes na câmara superior, como apresentado no caso 2 da Figura 5.5. Ainda na Figura 5.5, apresenta-se em pormenor esta questão da alimentação de ar, sendo possível observar com maior clareza os dois tipos de orifícios existentes na câmara de combustão.

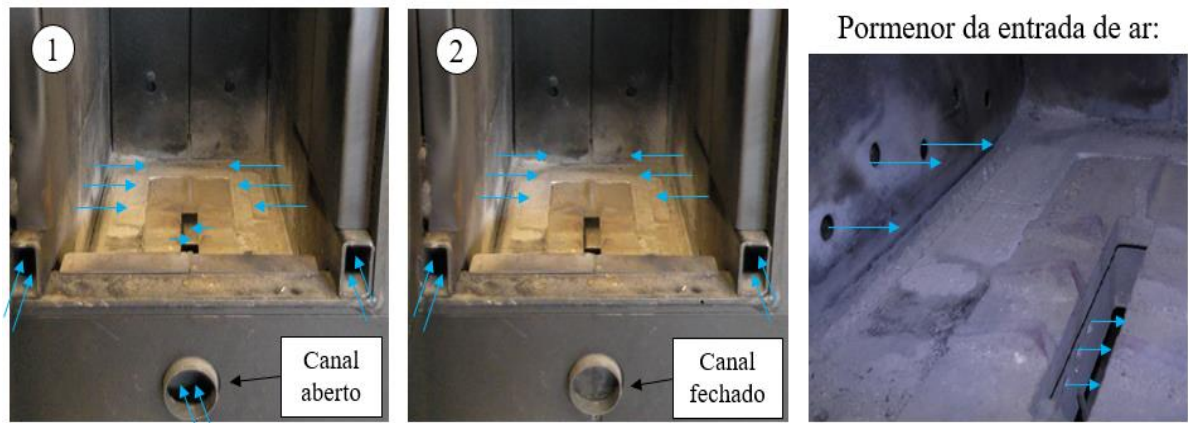


Figura 5. 5 – Circuitos de alimentação de ar na caldeira.

Uma vez explicada a forma como se procede à alimentação de ar na caldeira, falta referir o modo como os gases de combustão são extraídos. A caldeira tem um extrator de gases de combustão responsável pela sucção dos mesmos através das tubagens de circulação dos gases. Estas tubagens têm início na câmara de combustão inferior, pelo que a depressão causada pelo extrator faz com que os gases de combustão desçam da zona de combustão para a câmara inferior e entrem nas tubagens. As caldeiras com este tipo de funcionamento designam-se caldeiras de chama invertida, fazendo com que a combustão ocorra em leito fixo com o comburente a circular em sentido descendente. Segundo o fabricante, este tipo de caldeira baseia o seu funcionamento no princípio de gasificação da lenha. A Figura 5.6 é uma fotografia da câmara inferior da caldeira, na qual se representa esquematicamente a circulação dos gases em sentido descendente. Ainda nesta figura pode-se visualizar o termopar colocado para a medição da temperatura da chama, devidamente identificado.



Figura 5. 6 – Circulação dos gases de combustão na câmara inferior da caldeira.

Como referido anteriormente, os briquetes são colocados na câmara de combustão superior. No início da fase de arranque, o canal inferior deve-se encontrar aberto para permitir a entrada de ar na zona intermédia da câmara de combustão, o que funciona como uma “barreira” ao escoamento de ar descendente, facilitando a ignição do combustível. Esta situação encontra-se apresentada esquematicamente no caso 1 da Figura 5.7, verificando-se que esta fase ocorre, essencialmente, na câmara superior. Quando a ignição tiver sido assegurada, o canal inferior deve ser fechado, ocorrendo a combustão nas duas câmaras da caldeira. Na câmara superior ocorre a secagem do material e a posterior libertação dos voláteis contidos no combustível. Os voláteis gerados passam para a câmara de combustão inferior, onde entram em combustão, através de uma chama descendente, podendo esta zona atingir temperaturas superiores a 1000 °C. Esta situação encontra-se apresentada esquematicamente no caso 2 da Figura 5.7.

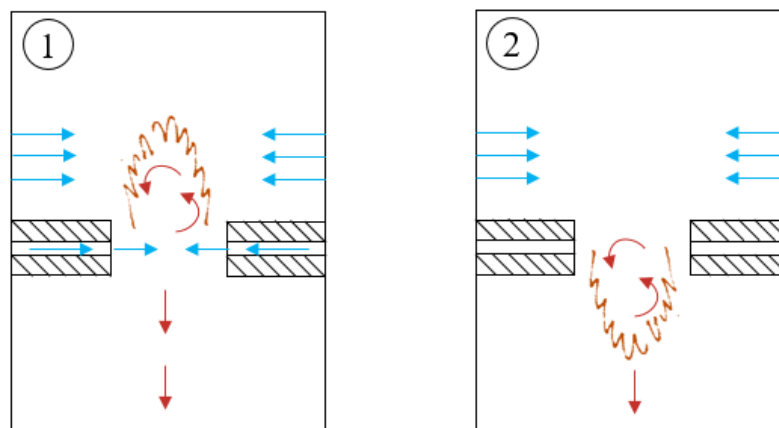


Figura 5. 7 – Representações esquemáticas do circuito dos gases na caldeira.

Para sintetizar o funcionamento da caldeira, na Figura 5.8, apresenta-se a representação esquemática da caldeira em corte frontal (representação à esquerda) e em corte posterior (representação à direita), juntamente com os principais constituintes da caldeira, devidamente identificados. Na Figura 5.8 também é possível distinguir o circuito de circulação do ar (representado a traço interrompido) e de circulação da água (representado a traço contínuo). O depósito de água na caldeira encontra-se à volta da câmara de combustão, identificado com setas a traço contínuo amarelo. A energia gerada durante a combustão, mais propriamente a energia térmica contida nos gases de combustão, promove o aquecimento da água que circula no permutador de calor (8), processo identificado com setas a traço contínuo vermelho. A tubagem por onde escoam os gases de exaustão encontra-se ligada ao sistema de exaustão do laboratório.



Figura 5. 8 – Representação esquemática da caldeira e principais constituintes. Adaptado de: Solzaima (2017).

A caldeira apresenta uma interface digital (1), permitindo, entre outras coisas, monitorizar a qualquer instante a temperatura ambiente, a temperatura dos gases de exaustão na chaminé e a temperatura de saída da água. Importa referir que as temperaturas fornecidas pela caldeira serviram apenas como termo de comparação para as temperaturas obtidas pelos termopares, possibilitando a confirmação das mesmas.

De modo a evitar danos ou acidentes, a caldeira possui um conjunto de alarmes, nomeadamente de temperatura excessiva dos gases de exaustão (limitada a 115 °C, medida pela sonda 12), de temperatura excessiva da água à saída (limitada, no máximo, a 80 °C, podendo ser alterada para um valor menor, medida na sonda 9), de pressão do circuito hidráulico (definida para o intervalo de funcionamento entre 0,5 e 2,9 bar, medida pelo sensor 13) (Solzaima, 2015). Quando a temperatura da água à saída da caldeira excede o valor limite definido, o sistema de controlo da caldeira autorreduz o nível de potência, diminuindo a temperatura.

5.2. Balanças

Tal como referido anteriormente, foram necessárias duas balanças. A balança digital 1, modelo *EW6000-1M* da *Kern*, foi utilizada para pesar os briquetes antes de estes serem colocados na caldeira, no decorrer do ensaio para avaliar o desempenho térmico da caldeira. Esta balança também foi utilizada para registar a variação da massa de uma amostra lenhosa, no decorrer do ensaio da taxa de queima. Foi ainda utilizada para pesar as amostras colocadas na estufa laboratorial para se determinar o respetivo teor de humidade.

Por sua vez, a balança 2, modelo *Tortuga GL1500* da *Gram*, colocada sobre a caldeira, foi utilizada para determinar a taxa de consumo dos briquetes, durante os ensaios para avaliar o desempenho térmico, num determinado intervalo de tempo. Esta balança também foi utilizada para se determinar, através de uma análise simplista, o teor de cinzas dos combustíveis sólidos utilizados, como se verá adiante.

Na Figura 5.9, apresenta-se a balança 1 (lado esquerdo) e a balança 2 e o respetivo mostrador (lado direito).

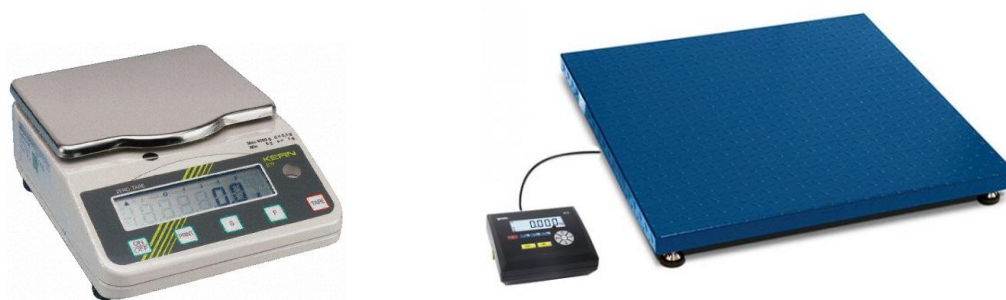


Figura 5. 9 – Balança 1 *Kern EW6000-1M*; balança 2 *Gram Tortuga GL1500*. Fonte: Kern (2018); GRAM (2018).

5.3. Caudalímetro

Para a determinação do caudal mássico de água foi instalado um caudalímetro do tipo turbina, modelo *DFC.9000.100* da *Parker*, alimentado com 5 Volts de corrente contínua e ligado a uma placa de aquisição *SCB-50*. O sinal analógico proveniente do caudalímetro foi então transmitido para o computador, através da placa *SCB-50*, onde, recorrendo ao *software DASYLab*, se registou o valor com uma taxa de aquisição de 1 Hz (um ponto por segundo). Este instrumento de medição foi, previamente, calibrado como se descreve na Secção A.1 do Anexo A.

5.4. Tubo de Pitot standard

O caudal mássico dos gases de combustão foi determinado a partir da medição da velocidade de escoamento dos gases em diferentes pontos da conduta de exaustão, com diâmetro igual a 77 mm, recorrendo a um tubo de Pitot standard. Este instrumento foi instalado num orifício existente na conduta de exaustão para facilitar o movimento do mesmo ao longo das medições, como é possível ver na Figura 5.10. Dentro dos tubos de Pitot standard disponíveis no laboratório, selecionou-se o que apresentava o menor diâmetro (igual a 4 mm), para afetar o menos possível o escoamento dos gases, minimizando o erro criado pelo efeito de bloqueamento originado pelo instrumento. Este aparelho possui tomadas de pressão para medir a pressão estática P_{est} e a pressão de estagnação P_{estg} , identificadas na Figura 5.10.

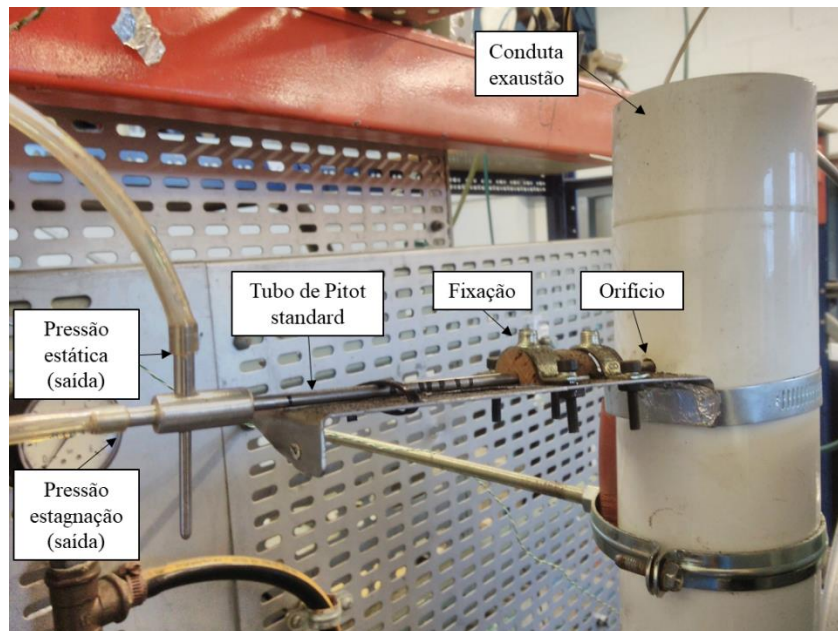


Figura 5. 10 – Tubo de Pitot utilizado.

Recorrendo a um transdutor de pressão, modelo *Alnor EBT730 TSI*, foi possível obter o valor da pressão estática da chaminé P_{cham} , sendo igual à pressão sentida por uma partícula de fluido, à medida que se desloca à mesma velocidade do escoamento local. Foi ainda determinado o valor da pressão dinâmica do escoamento P_{din} , sendo igual à diferença entre a pressão de estagnação e a pressão estática.

Destaca-se ainda que o tubo de Pitot standard é um instrumento relativamente insensível a desalinhamentos até um desvio de $\pm 15^\circ$. Durante as medições, a sonda foi ligeiramente rodada até medir o máximo do sinal, condição que indica que a sonda está efetivamente alinhada com o escoamento (Coelho, 2014).

5.5. Termopares

Para a monitorização das temperaturas utilizaram-se 8 termopares tipo K: dois termopares com bainha para a medição da temperatura da água (um à entrada e outro à saída), um termopar com bainha para a medição da temperatura dos gases de exaustão (colocado à saída da chaminé da caldeira), um termopar com bainha para a medição da temperatura da chama e quatro termopares sem bainha para a medição das temperaturas das superfícies da caldeira. Estes quatro últimos termopares não necessitavam de ter bainha, uma vez que os valores das temperaturas nas superfícies da caldeira seriam reduzidos. Importa referir que o termopar que mede a temperatura da chama encontrava-se na zona de combustão (Figura 5.6), tendo sido colocado através da porta inferior da caldeira. Os sinais analógicos provenientes dos termopares foram transmitidos para o computador, através da placa de aquisição *CIO-STA-TC*, utilizando o *software DASYLab*, tendo-se registado os valores a cada segundo.

Para escolher os locais mais representativos da temperatura das superfícies da caldeira foi utilizada uma máquina termográfica, modelo *b60* da *Flir*. Através da análise termográfica foi possível identificar o local da superfície exterior da caldeira que apresenta a temperatura mais elevada durante um ensaio de combustão, ocorrendo este na porta inferior da caldeira, como apresentado na Figura 5.11 (lado esquerdo). Nesta zona crítica, colocou-se um termopar para monitorizar a temperatura máxima exterior da caldeira. O facto da localização da temperatura crítica estar associado à zona inferior é explicado tendo em conta que a combustão ocorre preferencialmente na câmara inferior, local onde a temperatura da chama atinge o máximo. Apesar das restantes superfícies se encontrarem aproximadamente à mesma temperatura, decidiu-se colocar um termopar nas duas superfícies laterais (lado esquerdo e lado direito) e outro na porta superior. Deste modo, era possível ter uma noção aproximada sobre os valores da temperatura do exterior da caldeira. A imagem da caldeira obtida através da câmara termográfica está apresentada na Figura 5.11 (centro), em comparação com uma fotografia da caldeira com os termopares já colocados (lado direito).

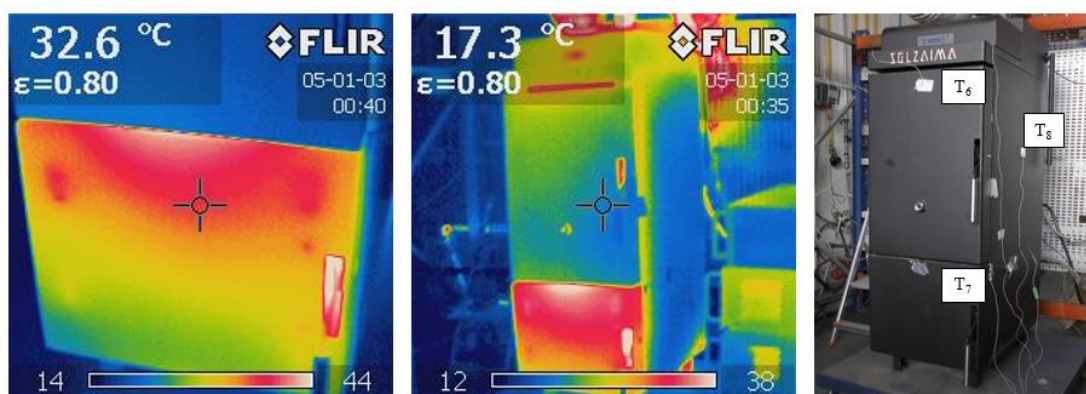


Figura 5. 11 – Análise termográfica e caldeira utilizada.

5.6. Analisadores dos gases de combustão

Para a determinação da composição dos gases de exaustão utilizaram-se quatro analisadores: o analisador de oxigénio (O_2), do modelo *8000M* da *Signal*; o analisador de dióxido de carbono (CO_2), do modelo *7000FM* da *Signal*; o analisador de monóxido de carbono (CO), do modelo *MGA3000* da *ADC*; o analisador de óxidos de azoto (NO e NO_2), do modelo *MIR 9000CLD* da *Environnement S.A.* Os sinais analógicos provenientes dos analisadores foram transmitidos para o computador, através da placa de aquisição *SCB-50*, utilizando o *software DASYLab*, registando-se a fração molar dos gases mencionados, na base seca, em cada segundo.

Nos ensaios iniciais, o analisador de óxidos de azoto não esteve disponível, pelo que não existe esta informação nesses ensaios. Posteriormente, foram ainda realizados dois ensaios com este analisador em funcionamento, mas sem estar ligado à placa de aquisição, tendo sido registados os valores das frações molares de óxidos de azoto manualmente, nos intervalos de tempo definidos para a alimentação da caldeira. Apenas nos últimos ensaios foi possível adquirir estes valores, através da placa de aquisição, para cada segundo.

Durante os períodos entre ensaios, os analisadores ficavam permanentemente ligados, embora em repouso. No final de cada ensaio, confirmava-se a calibração dos analisadores utilizados, como descrito na Secção A.2 do Anexo A. As frações molares utilizadas nos cálculos, ao longo do Capítulo 7, dizem sempre respeito aos valores corrigidos após a calibração.

No tratamento dos resultados, de forma a ser possível comparar os valores das emissões dos poluentes foi necessário convertê-los numa base comum de referência de teor de oxigénio. Segundo a Norma Europeia EN 14785:2008, referente a aparelhos domésticos para aquecimento ambiente que utilizam granulados de madeira, como é o caso do presente estudo, utiliza-se um teor de oxigénio de referência de 13%, na base seca. O valor da emissão de determinado poluente corrigido é calculado através da equação 5.1:

$$x_s(P)_c = x_s(P) \frac{21 - x_s(O_2)_{ref}}{21 - x_s(O_2)} \quad (5.1)$$

onde $x_s(P)_c$ é a fração molar corrigida do poluente na base seca (a 13% O_2), $x_s(P)$ é a fração molar do poluente medida na base seca, $x_s(O_2)_{ref}$ é a fração molar de referência do oxigénio na base seca (neste caso igual a 13%), $x_s(O_2)$ é a fração molar do oxigénio medida na base seca e 21 é o valor aproximado da fração molar do oxigénio no ar.

6. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Como referido anteriormente, a presente dissertação tem dois objetivos distintos. O primeiro é avaliar o desempenho térmico da caldeira em condições aproximadas de regime permanente para diversos tipos de combustíveis sólidos. O segundo objetivo é fazer um estudo simplista sobre a taxa de queima de partículas de material lenhoso em condições aproximadas de regime permanente, obtidas na fornalha da caldeira em estudo, ou seja, acompanhando-se o mais possível as condições normais de operação da referida caldeira.

Para tal foram realizados dois tipos de ensaios diferentes, identificados ao longo da dissertação como ensaio do desempenho térmico e ensaio da taxa de queima. Nesta secção apresentar-se-á o procedimento experimental utilizado ao longo de cada um dos ensaios realizados. Para ambos os ensaios, utilizaram-se os diferentes tipos de combustíveis anteriormente referidos: briquetes comerciais da Briquete Raro, briquetes de serrim de pinho produzidos na ESTGV do IPV, briquetes de aparas de poda de videira igualmente produzidos na ESTGV do IPV e lenha de eucalipto.

6.1. Ensaio do desempenho térmico

Este ensaio divide-se em duas fases: a fase de arranque e a fase do regime permanente, sendo estas apresentadas de seguida.

6.1.1. Fase de arranque

Para um ensaio de combustão, a primeira fase é a fase de arranque, responsável pela ignição do combustível. Quando a ignição do material lenhoso estivesse garantida, fechava-se a entrada de ar pelo canal inferior, como descrito na Secção 5.1. Esta fase terminava quando se atingissem as condições próximas de regime permanente, caracterizadas pela temperatura de exaustão dos gases de combustão e pela temperatura da água à saída da caldeira aproximadamente constantes.

Para ser possível a ignição do combustível, foi necessário utilizar acendalhas e uma fonte externa de calor, gás butano. Apesar desta fase ter sido sempre realizada com o mesmo tipo de briquetes (com os briquetes comerciais por haver maior disponibilidade), as condições de queima variaram de ensaio para ensaio, tendo sido a fase que sempre apresentou maiores dificuldades operacionais. Os briquetes utilizados eram extremamente difíceis de queimar, demorando a fase de arranque da caldeira entre uma hora e meia a duas horas e meia.

Uma vez que esta fase não entrava nos objetivos do trabalho, não foi determinada a composição dos gases de combustão, não se encontrando, nesse período, os analisadores operacionais de forma a evitar que a corrente de poluentes e de partículas iniciais os danificassem. Por outro lado, também não foi calculado o caudal mássico de briquetes, nem o caudal mássico dos gases de combustão. Contudo, importa referir que os briquetes utilizados para alimentar a caldeira nesta fase foram previamente pesados, utilizando a balança 1, permitindo obter a massa total de combustível utilizado, durante todos os estágios do ensaio.

6.1.2. Regime permanente

Uma vez atingidas as condições próximas de regime permanente, todo o sistema de aquisição ficava operacional. A alimentação de combustível na caldeira foi realizada entre intervalos de tempo bem definidos e constantes ao longo do ensaio (de 15 em 15 minutos), com cargas bem definidas, com o intuito de que a potência nominal fosse o mais uniforme possível ao longo do ensaio. Os ensaios foram realizados para condições de caudal mássico de alimentação similares, sendo possível avaliar a influência dos diferentes tipos de combustível no desempenho térmico da caldeira e nas emissões resultantes da sua combustão. Para os briquetes comerciais, foi ainda avaliada a influência do caudal mássico de alimentação, tendo sido realizados ensaios alterando este parâmetro.

Uma vez que a alimentação da caldeira era manual, o regime permanente foi afetado sempre que se abria a porta superior, verificando-se oscilações nos parâmetros medidos, nomeadamente em termos de valores de temperaturas e de composição dos gases de combustão. Deste modo, as condições de um regime permanente foram aproximadas, utilizando-se um intervalo de tempo durante esta fase suficientemente amplo para que as variáveis a medir, após abertura da porta, voltassem a estabilizar.

Durante o regime permanente monitorizaram-se e registaram-se, automaticamente, para cada segundo, as temperaturas, o caudal mássico de água e a composição dos gases de combustão. Durante os mesmos intervalos de tempo definidos para a alimentação da caldeira (de 15 em 15 minutos), mediu-se, manualmente, a pressão estática e dinâmica na tubagem de

exaustão, recorrendo ao tubo de Pitot standard, e registaram-se os valores das condições ambientais (pressão, temperatura e humidade). Assim, durante esta fase foi crucial a presença de uma pessoa sempre perto da instalação para ser possível alimentar a caldeira e fazer as medições necessárias, nos intervalos de tempo bem definidos.

6.2. Ensaio da taxa de queima

Este ensaio foi realizado para se encontrar informações, embora aproximadas e simplificadas, sobre a taxa de queima de partículas lenhosas. Para isso, colocou-se uma amostra de material lenhoso, previamente pesada, utilizando a balança 1, numa rede de aço capaz de suportar altas temperaturas, como apresentado na Figura 6.1. A rede com a amostra era colocada no interior da câmara de combustão superior, quando as condições de funcionamento da caldeira se aproximavam do regime permanente.



Figura 6. 1 – Sistema de pesagem da amostra no ensaio da taxa de queima.

O ensaio consistiu em retirar a rede que continha a amostra lenhosa do interior da caldeira, em intervalos de tempo de dois minutos, determinar a sua massa, através da balança 1, e voltar a colocá-la dentro da caldeira. Ao mesmo tempo que se retirava a amostra para a respetiva pesagem, fotografava-se a mesma, para ser possível monitorizar a evolução do seu diâmetro. Durante as pesagens da amostra, foi colocado um recipiente com areia por cima da balança 1, para proteger a balança das elevadas temperaturas a que a amostra se encontrava, como se apresenta na Figura 6.1.

Importa referir que, durante todo o ensaio, foram registados os instantes de tempo em que se retirava a amostra da caldeira e se voltava a colocar, após a pesagem. A amostra permanecia dentro da caldeira durante intervalos fixos de dois minutos, contudo o tempo que demorava a pesar e a fotografar a amostra não era exatamente o mesmo em todos os intervalos,

tentando-se sempre que a amostra ficasse no exterior o mínimo tempo possível. Deste modo, foi necessário registar o instante em que se colocava a amostra na caldeira, após a pesagem, e, a partir desse momento, cronometrar dois minutos para se voltar a retirar a amostra para nova pesagem. Foram necessárias duas pessoas para a realização deste ensaio, sendo que uma tinha a função de retirar e voltar a colocar a amostra na caldeira e a outra a função de fotografar e registar os valores de pesagem e os valores dos instantes de entrada e saída da amostra da caldeira.

Mais uma vez, as condições de regime permanente foram aproximadas, uma vez que a porta superior da caldeira foi aberta frequentemente, permitindo a entrada e a saída da amostra durante o ensaio. Salienta-se que durante este ensaio, apenas foi relevante a monitorização da temperatura do leito e da composição dos gases de combustão, tendo sido registados estes valores, automaticamente, para cada segundo. O tratamento destas variáveis foi realizado retirando-se os intervalos de tempo em que a amostra se encontrava fora da caldeira (momentos das pesagens). No Capítulo 8, será apresentado um gráfico da evolução da temperatura da chama no interior da caldeira, para todos os ensaios realizados, verificando-se que, apesar de haver oscilações nessa temperatura, em termos globais existem muitos períodos em que há alguma consistência no valor dessa variável.

7. PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

Neste capítulo apresenta-se a metodologia de cálculo utilizada na dissertação para os dois tipos de ensaio realizados, descrevendo-se o procedimento utilizado na determinação das variáveis a medir, bem como no tratamento matemático das mesmas.

7.1. Ensaio do desempenho térmico

As variáveis utilizadas para os cálculos apresentados são relativas ao ensaio a decorrer em condições de funcionamento próximas do regime permanente, caracterizado pela temperatura da água à saída da caldeira e pela temperatura dos gases de exaustão aproximadamente constantes. Uma vez que este ensaio tem como objetivo avaliar o desempenho térmico da caldeira, calculou-se o rendimento térmico da mesma, utilizando o método direto, seguido do cálculo das perdas que ocorrem durante o ensaio. Para tal, foi necessário determinar o valor médio de uma série de variáveis medidas ao longo do ensaio.

Relativamente às temperaturas e ao caudal mássico de água \dot{m}_{ag} , estes foram monitorizados no computador recorrendo ao programa de aquisição de dados do *software DASYLab*, e registados com uma frequência de aquisição de 1 Hz (1 ponto por segundo). Os valores médios foram obtidos pelo cálculo da média de todos os valores adquiridos ao longo de um dado período em regime permanente. Através dos sinais analógicos transmitidos pelos analisadores dos gases de combustão, foi possível registar, em cada segundo, recorrendo também ao programa de aquisição de dados, os valores das frações molares, em percentagem, na base seca, de oxigénio $x_s(O_2)$, de dióxido de carbono $x_s(CO_2)$, de monóxido de carbono $x_s(CO)$, de óxido nítrico $x_s(NO)$ e de dióxido de azoto $x_s(NO_2)$. Os valores médios das frações molares foram obtidos para zonas estáveis do regime permanente, excluindo os intervalos de abertura e fecho da porta da caldeira, como se verá adiante.

Como referido anteriormente, durante o regime permanente e para intervalos de tempo bem definidos (de 15 em 15 minutos), foram registados manualmente os valores das seguintes grandezas: pressão ambiente P_{amb} ; temperatura ambiente T_{amb} ; humidade absoluta do ar

atmosférico w_{ar} ; pressão estática da chaminé P_{cham} ; e pressão dinâmica do escoamento P_{din} , em diferentes pontos ao longo do diâmetro da conduta de exaustão. Os valores médios destes parâmetros, durante um dado período em regime permanente, foram calculados através da média aritmética dos valores registados nos intervalos de 15 em 15 minutos.

Durantes os intervalos de 15 em 15 minutos, também foi calculado o caudal mássico de combustível \dot{m}_{comb} , e o caudal mássico dos gases de combustão, recorrendo ao tubo de Pitot standard \dot{m}_{gPitot} , estando os respetivos procedimentos de cálculo apresentados nas Secções 7.1.1 e 7.1.2. No final de cada ensaio foi contabilizada a quantidade de cinzas que se encontrava na câmara de combustão, calculando-se o teor de cinzas dos combustíveis, através de uma avaliação simplista, segundo o procedimento apresentado na Secção 7.1.3.

Para o cálculo do rendimento da caldeira foi, ainda, desenvolvida a equação da reação estequiométrica e a equação da reação real de combustão, utilizando os procedimentos apresentados nas Secções 7.1.4 e 7.1.5, respetivamente. Ainda na Secção 7.1.5, apresenta-se o procedimento para calcular o caudal mássico dos gases de combustão, recorrendo ao balanço mássico da equação real de combustão \dot{m}_{geq} . Depois de se apresentar o procedimento de cálculo do rendimento térmico da caldeira através do método direto, na Secção 7.1.6, e o cálculo das perdas, na Secção 7.1.7, apresenta-se, ainda, o procedimento de cálculo da temperatura adiabática de chama na Secção 7.1.8, sendo possível compará-la com a temperatura da chama medida pelo termopar na zona de combustão.

7.1.1. Determinação do caudal mássico de combustível

Como referido anteriormente, a alimentação da caldeira foi realizada entre intervalos de tempo bem definidos (de 15 em 15 minutos) e com cargas bem definidas e uniformes ao longo do tempo. Deste modo, os briquetes colocados na caldeira foram previamente pesados, utilizando a balança 1, de modo a alimentar a caldeira sempre com a mesma carga. O valor do caudal mássico de combustível foi calculado pelo quociente da variação da massa, registada na balança 2, e o intervalo de tempo em causa, segundo a equação 7.1:

$$\dot{m}_{comb,i} = \frac{m_{db,i-1} - m_{ab,i}}{\Delta t} \quad (7.1)$$

onde $\dot{m}_{comb,i}$ é o caudal mássico de combustível no intervalo de tempo i , $m_{db,i-1}$ é a massa registada pela balança 2 imediatamente depois de se colocarem os briquetes na caldeira no intervalo de tempo anterior $i - 1$, $m_{ab,i}$ é a massa registada pela balança 2 imediatamente antes de se colocarem os briquetes na caldeira no intervalo de tempo i e Δt é o intervalo de tempo em causa.

O caudal mássico médio de briquetes de um ensaio durante o regime permanente foi calculado pela média aritmética dos caudais mássicos obtidos para cada intervalo de tempo, ao longo do ensaio. Saliente-se que o caudal mássico não poderia ser calculado utilizando a massa de briquetes colocada na caldeira, obtida pela balança 1 para um dado intervalo de tempo, uma vez que colocar os briquetes na caldeira não implica que estes sejam consumidos dentro desse intervalo de tempo. Assim, utilizando a equação 7.1, a variação de massa é efetivamente aquela que foi consumida entre dois instantes de alimentação consecutivos.

7.1.2. Determinação do caudal mássico dos gases de combustão

O caudal dos gases de combustão foi determinado durante os mesmos intervalos de tempo definidos para a alimentação de combustível na caldeira, recorrendo ao tubo de Pitot standard, a partir da medição da pressão dinâmica do escoamento. A velocidade local do escoamento dos gases num determinado ponto da conduta de exaustão é calculada através da equação 7.2:

$$u_x = \sqrt{\frac{2(P_{estg} - P_{est})}{\rho_g}} = \sqrt{\frac{2P_{din}}{\rho_g}} \quad (7.2)$$

onde u_x é a velocidade local dos gases de combustão e ρ_g é a massa volúmica dos gases húmidos de combustão, calculada através da equação 7.43 (como se verá adiante), para as condições de pressão e temperatura dos gases de exaustão.

Para determinar os locais de medição ao longo do diâmetro da conduta foi utilizado o método “alternativo”, tal como proposto por Pinho (2018), que define três pontos de medição: $0,081D$ (ponto 1), $0,500D$ (ponto 2) e $0,919D$ (ponto 3), sendo D o diâmetro da conduta (igual a 77 mm). Uma vez calculadas as velocidades nestes três pontos, a velocidade média do escoamento é determinada pela equação 7.3:

$$\bar{u} = \frac{1}{5} [u_2 + 2(u_1 + u_3)] \quad (7.3)$$

onde \bar{u} é a velocidade média dos gases de combustão e u_x é a velocidade local no ponto x . Conhecida a velocidade média do escoamento dos gases na conduta de exaustão, é possível calcular o caudal mássico do escoamento, através da equação 7.4:

$$\dot{m}_{gPitot} = A\rho_g\bar{u} \quad (7.4)$$

onde \dot{m}_{gPitot} é o caudal mássico dos gases de combustão recorrendo ao tubo de Pitot standard e A é a área da secção da conduta.

7.1.3. Determinação do teor de cinzas do combustível

No final de cada ensaio, foi realizada uma avaliação simplista do teor de cinzas de cada combustível, com recurso à balança 2, registando-se a massa antes e depois de se retirarem as cinzas da caldeira (tanto da câmara superior como da câmara inferior). Para os ensaios em que se utilizaram os briquetes comerciais, durante a fase de arranque e durante o regime permanente, o teor das cinzas deste combustível foi calculado de acordo com a equação 7.5:

$$t_{cinzas,C} = \frac{m_{ac} - m_{dc}}{m_{comb,C}} \cdot 100 \quad (7.5)$$

onde $t_{cinzas,C}$ é o teor das cinzas dos briquetes comerciais, m_{ac} é a massa registada pela balança 2 antes de se retirarem as cinzas da caldeira, m_{dc} é a massa registada pela balança 2 depois de se retirarem as cinzas da caldeira, $m_{comb,C}$ é a massa de combustível comercial utilizada durante todo o ensaio. O valor médio do teor de cinzas deste tipo de briquetes foi calculado pela média aritmética dos valores dos teores de cinza de todos os ensaios.

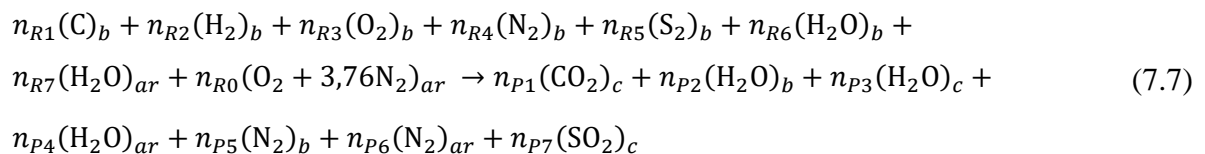
O teor de cinzas dos restantes combustíveis, utilizados apenas durante o regime permanente, foi calculado através da equação 7.6, sabendo previamente o teor de cinzas dos briquetes comerciais, retirando-se, assim, a cinza inerente aos briquetes comerciais utilizados durante a fase de arranque da caldeira:

$$t_{cinzas,i} = \frac{(m_{ac} - m_{dc}) - \frac{t_{cinzas,C}}{100} m_{comb,C}}{m_{comb,i}} \cdot 100 \quad (7.6)$$

onde $t_{cinzas,i}$ é o teor das cinzas do material i e $m_{comb,i}$ é a massa de combustível do tipo i utilizado durante o regime permanente.

7.1.4. Determinação da equação estequiométrica

Ao longo da presente dissertação, na escrita da equação química da reação, tanto os reagentes como os produtos apresentam um determinado índice, estando relacionado com a origem do respetivo elemento. O índice b remete para a composição química dos briquetes, o índice ar está associado aos constituintes do ar atmosférico e o índice c mostra que os elementos foram formados durante a combustão. A equação estequiométrica é apresentada na equação 7.7:



onde n_{Ri} são os coeficientes estequiométricos dos reagentes e n_{Pi} são os coeficientes estequiométricos dos produtos de reação. Importa salientar que a equação estequiométrica foi escrita considerando 1 kg de combustível, encontrando-se os coeficientes mencionados, n_{Ri} e n_{Pi} , em kmol/kg_{comb}.

Os coeficientes estequiométricos dos reagentes constituintes dos briquetes, n_{R1} a n_{R6} , são calculados recorrendo à composição química dos briquetes, na base húmida, segundo a equação 7.8:

$$n_{Ri} = \frac{y_h(i)/100}{M_i} \quad (7.8)$$

onde M_i é a massa molecular do constituinte i .

Assim, desconhecem-se nove coeficientes (n_{R7} , n_{R0} , n_{P1} , n_{P2} , n_{P3} , n_{P4} , n_{P5} , n_{P6} e n_{P7}) pelo que é necessário resolver um sistema com nove equações. O coeficiente n_{R7} depende da humidade do ar atmosférico, sendo calculado segundo a equação 7.9. Os restantes coeficientes são calculados recorrendo à conservação de massa, sendo necessário fazer um balanço de carbono, hidrogénio, oxigénio, azoto e enxofre na reação, resultando nas equações 7.10 a 7.17:

$$1) n_{R7} = \frac{w_{ar}m_{at,s}}{M_{H_2O}} \quad (7.9)$$

$$2) C: n_{P1} = n_{R1} \quad (7.10)$$

$$3) H: n_{P2} = n_{R6} \quad (7.11)$$

$$4) H: n_{P3} = n_{R2} \quad (7.12)$$

$$5) H: n_{P4} = n_{R7} \quad (7.13)$$

$$6) O: n_{R0} = (2n_{P1} + n_{P3} + 2n_{P7} - 2n_{R3})/2 \quad (7.14)$$

$$7) N: n_{P5} = n_{R4} \quad (7.15)$$

$$8) N: n_{P6} = 3,76n_{R0} \quad (7.16)$$

$$9) S: n_{P7} = n_{R5} \quad (7.17)$$

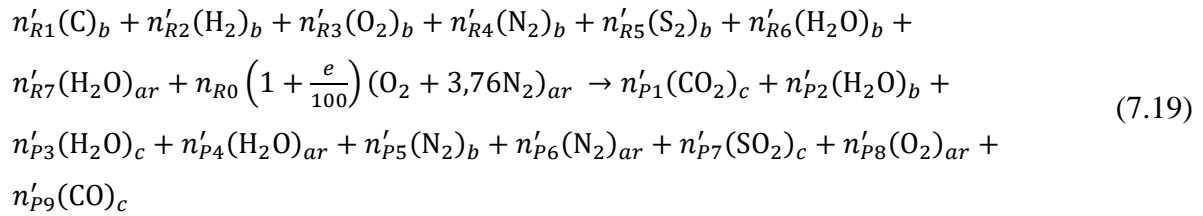
onde w_{ar} é a humidade absoluta do ar atmosférico, M_{H_2O} é a massa molecular da água, igual a 18,015 kg/kmol, e $m_{at,s}$ é a massa de ar seco teórica por quilograma de combustível (kg_{comb}), calculada pela equação 7.18:

$$m_{at,s} = n_{ar}M_{ar} = 4,76n_{R0}M_{ar} \quad (7.18)$$

onde M_{ar} é a massa molecular do ar atmosférico, igual a 28,958 kg/kmol.

7.1.5. Determinação da equação da reação real de combustão

Na secção anterior, escreveu-se a equação estequiométrica da reação de combustão completa. Contudo, na prática, a reação de combustão é incompleta e ocorre com excesso de ar, sendo necessário reescrever a equação química, através da equação 7.19, onde os coeficientes têm um apóstrofo para se distinguirem dos coeficientes estequiométricos. Como se pode ver na equação 7.19, não se contabilizam os óxidos de azoto, não interferindo estas emissões nos cálculos efetuados tendo em vista o balanço energético, dado o seu reduzido peso nesta ótica. Assim, os valores das frações molares dos óxidos de azoto foram obtidos apenas para informação sobre a higiene da combustão, sendo a sua contribuição para o balanço mássico dos gases de combustão desprezável. A equação da reação real de combustão é apresentada de seguida:



onde e é o excesso de ar, n'_{Ri} são os coeficientes dos reagentes da reação real de combustão e n'_{Pi} são os coeficientes dos produtos da reação real de combustão. Usando o mesmo raciocínio do caso anterior, também a equação da reação real de combustão foi escrita considerando 1 kg de combustível, encontrando-se os coeficientes n'_{Ri} e n'_{Pi} em kmol/kg_{comb}.

Analisando a equação 7.19, verifica-se que os coeficientes dos reagentes constituintes dos briquetes (n'_{R1} , n'_{R2} , n'_{R3} , n'_{R4} , n'_{R5} e n'_{R6}) são os mesmos da equação estequiométrica, uma vez que são calculados pela equação 7.8, ficando onze coeficientes desconhecidos. O procedimento de cálculo dos restantes coeficientes é em tudo similar ao descrito na secção anterior, utilizando-se equações resultantes do balanço mássico, juntamente com mais duas equações. As duas equações extra utilizam a composição molar dos gases de combustão, na base seca, fornecida pelos analisadores, nomeadamente a fração molar do monóxido de carbono $x_s(CO)$, e do oxigénio $x_s(O_2)$. Conhecer a composição dos produtos de combustão é, portanto, vital para o conhecimento da equação da reação real de combustão. Deste modo, as onze incógnitas da equação real de combustão são determinadas recorrendo ao sistema de onze equações apresentado de seguida, equações 7.20 a 7.30:

$$1) n'_{R7} = \frac{w_{ar} m_{ar,s}}{M_{H_2O}} \tag{7.20}$$

$$2) C: n'_{P1} = n'_{R1} - n'_{P9} \tag{7.21}$$

$$3) \text{ H: } n'_{p2} = n'_{R6} \quad (7.22)$$

$$4) \text{ H: } n'_{p3} = n'_{R2} \quad (7.23)$$

$$5) \text{ H: } n'_{p4} = n'_{R7} \quad (7.24)$$

$$6) \text{ O: } n_{R0} \left(1 + \frac{e}{100}\right) = (2n'_{p1} + n'_{p3} + 2n'_{p7} + 2n'_{p8} + n'_{p9} - 2n'_{R3})/2 \quad (7.25)$$

$$7) \text{ N: } n'_{p5} = n'_{R4} \quad (7.26)$$

$$8) \text{ N: } n'_{p6} = 3,76n_{R0} \left(1 + \frac{e}{100}\right) \quad (7.27)$$

$$9) \text{ S: } n'_{p7} = n'_{R5} \quad (7.28)$$

$$10) \frac{n'_{p8}}{n'_{p1} + n'_{p5} + n'_{p6} + n'_{p7} + n'_{p8} + n'_{p9}} \cdot 100 = x_s(\text{O}_2) \quad (7.29)$$

$$11) \frac{n'_{p9}}{n'_{p1} + n'_{p5} + n'_{p6} + n'_{p7} + n'_{p8} + n'_{p9}} \cdot 100 = x_s(\text{CO}) \quad (7.30)$$

onde $m_{ar,s}$ é a massa de ar seco utilizada na combustão por quilograma de combustível, calculada pela equação 7.31.

$$m_{ar,s} = n'_{ar} M_{ar} = 4,76n_{R0} \left(1 + \frac{e}{100}\right) M_{ar} \quad (7.31)$$

De notar que com a resolução do sistema de equações acima apresentado, além de calculados os coeficientes da reação real de combustão, também é possível determinar o excesso de ar da reação real. Destaca-se ainda que a massa de ar seco por quilograma de combustível $m_{ar,s}$, calculada pela equação 7.31, contabiliza o excesso de ar da reação, ao contrário da massa de ar seco teórica por quilograma de combustível $m_{at,s}$, calculada para as condições estequiométricas, segundo a equação 7.18. É ainda possível calcular a massa de ar húmido por quilograma de combustível $m_{ar,h}$, recorrendo à equação 7.32.

$$m_{ar,h} = m_{ar,s}(1 + w_{ar}) \quad (7.32)$$

Por sua vez, o caudal mássico dos reagentes húmidos, \dot{m}_R , calcula-se recorrendo à equação 7.33:

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{ar,h} = \dot{m}_{comb}(1 + m_{ar,h}) \quad (7.33)$$

onde $\dot{m}_{ar,h}$ é o caudal mássico de ar húmido. Fazendo agora um balanço mássico à fornalha, o caudal mássico dos reagentes húmidos é igual ao caudal mássico dos produtos húmidos \dot{m}_p .

No entanto, salienta-se que o caudal dos produtos (gases de combustão) pode ainda ser calculado segundo dois métodos diferentes. O primeiro método determina o caudal dos gases

húmidos de combustão recorrendo aos coeficientes da equação real de combustão \dot{m}_{geq} , sendo calculado segundo a equação 7.34.

$$\dot{m}_{geq} = \left(\sum n'_{Pi} M_i \right) \dot{m}_{comb} \quad (7.34)$$

O segundo método determina o caudal mássico dos gases de combustão recorrendo ao tubo de Pitot standard \dot{m}_{gPitot} , como apresentado na Secção 7.1.2. Analisando a equação 7.4, verifica-se que o caudal mássico dos gases de combustão calculado recorrendo ao tubo de Pitot depende da massa volúmica dos gases, sendo esta obtida através do conhecimento da composição molar dos gases de combustão, na base húmida, contrariamente à composição molar fornecida pelos analisadores (na base seca). A fração molar na base húmida de cada constituinte, $x_h(i)$, é calculada recorrendo aos coeficientes da equação real de combustão, segundo as equações 7.35 a 7.41.

$$x_h(\text{CO}_2) = \frac{n'_{P1}}{n'_{P1} + n'_{P2} + n'_{P3} + n'_{P4} + n'_{P5} + n'_{P6} + n'_{P7} + n'_{P8} + n'_{P9}} \cdot 100 \quad (7.35)$$

$$x_h(\text{H}_2\text{O}) = \frac{n'_{P2} + n'_{P3} + n'_{P4}}{n'_{P1} + n'_{P2} + n'_{P3} + n'_{P4} + n'_{P5} + n'_{P6} + n'_{P7} + n'_{P8} + n'_{P9}} \cdot 100 \quad (7.36)$$

$$x_h(\text{N}_2)_b = \frac{n'_{P5}}{n'_{P1} + n'_{P2} + n'_{P3} + n'_{P4} + n'_{P5} + n'_{P6} + n'_{P7} + n'_{P8} + n'_{P9}} \cdot 100 \quad (7.37)$$

$$x_h(\text{N}_2)_{ar} = \frac{n'_{P6}}{n'_{P1} + n'_{P2} + n'_{P3} + n'_{P4} + n'_{P5} + n'_{P6} + n'_{P7} + n'_{P8} + n'_{P9}} \cdot 100 \quad (7.38)$$

$$x_h(\text{SO}_2) = \frac{n'_{P7}}{n'_{P1} + n'_{P2} + n'_{P3} + n'_{P4} + n'_{P5} + n'_{P6} + n'_{P7} + n'_{P8} + n'_{P9}} \cdot 100 \quad (7.39)$$

$$x_h(\text{O}_2) = \frac{n'_{P8}}{n'_{P1} + n'_{P2} + n'_{P3} + n'_{P4} + n'_{P5} + n'_{P6} + n'_{P7} + n'_{P8} + n'_{P9}} \cdot 100 \quad (7.40)$$

$$x_h(\text{CO}) = \frac{n'_{P9}}{n'_{P1} + n'_{P2} + n'_{P3} + n'_{P4} + n'_{P5} + n'_{P6} + n'_{P7} + n'_{P8} + n'_{P9}} \cdot 100 \quad (7.41)$$

A massa molecular dos gases húmidos pode-se agora calcular através da equação 7.42:

$$M_h = \frac{\sum M_i x_h(i)}{100} \quad (7.42)$$

onde M_h é a massa molecular dos gases húmidos de combustão. De notar que neste cálculo faz-se a distinção entre o azoto proveniente dos briquetes com massa molecular $M_{\text{N}_{2,b}}$ igual a 28,013 kg/kmol, e o azoto do ar atmosférico com massa molecular $M_{\text{N}_{2,ar}}$ igual a 28,150 kg/kmol. Este último valor considera a contribuição dos elementos residuais do ar atmosférico, sendo, por este facto, diferente do valor da massa molecular do azoto “puro”.

Uma vez determinada esta grandeza, é possível calcular a massa volúmica dos gases húmidos de combustão, através da equação dos gases perfeitos, equação 7.43:

$$\rho_g = \frac{P_{amb} + P_{cham}}{\frac{\bar{R}}{M_h} \cdot T_{amb}} \quad (7.43)$$

onde \bar{R} é a constante universal dos gases perfeitos, igual a 8.314 J/(kmol·K).

Por fim, é possível calcular dois erros referentes ao caudal dos gases de combustão. O primeiro, designado $erro_{eq}$, é o erro relativo entre o valor do caudal mássico dos produtos de combustão, \dot{m}_P , e o valor do caudal mássico dos gases de combustão calculado recorrendo aos coeficientes da equação real de combustão, \dot{m}_{geq} . O segundo, chamado $erro_{Pitot}$, é o erro relativo entre o mesmo valor do caudal mássico dos produtos e o valor do caudal mássico dos gases de combustão recorrendo ao tubo de Pitot standard, \dot{m}_{gPitot} . Os dois erros supramencionados calculam-se segundo as equações 7.44 e 7.45, respetivamente:

$$erro_{eq} = \frac{|\dot{m}_P - \dot{m}_{geq}|}{\dot{m}_P} \cdot 100 \quad (7.44)$$

$$erro_{Pitot} = \frac{|\dot{m}_P - \dot{m}_{gPitot}|}{\dot{m}_P} \cdot 100 \quad (7.45)$$

Os cálculos das Secções 7.1.4 e 7.1.5 foram realizados com o programa EES, estando o algoritmo do EES utilizado apresentado nas Figuras B.2 a B.4 do Anexo B.

7.1.6. Determinação do rendimento térmico: método direto

Recorrendo ao método direto, o rendimento térmico da caldeira é calculado através da equação 7.46:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{Q}_{forn}} \cdot 100 \quad (7.46)$$

onde \dot{Q}_{forn} é a potência térmica libertada na combustão dos briquetes e $\dot{Q}_{útil}$ é potência térmica útil transferida para a água do circuito da caldeira.

A potência térmica fornecida à caldeira é calculada de acordo com a equação 7.47:

$$\dot{Q}_{forn} = \dot{m}_{comb} PCI_{comb} \quad (7.47)$$

onde PCI_{comb} é o poder calorífico inferior do combustível (briquetes). Para os diversos tipos de combustíveis, foi sempre usado o poder calorífico inferior, na base seca, assegurando-se que

a comparação entre os diferentes briquetes é realizada numa referência comum de teor de humidade.

A potência térmica transferida para a água é calculada realizando um balanço de massa e de energia ao volume de controlo (permutador de calor da caldeira). Segundo o princípio de conservação de massa, a diferença entre a massa que entra e a massa que sai num volume de controlo é igual à variação da massa nesse volume de controlo. Na resolução do balanço de massa, considera-se:

- uma única entrada e uma única saída;
- a velocidade do escoamento uniforme através das secções de entrada e de saída;
- a massa volúmica da água uniforme através das secções de entrada e de saída;
- o vetor velocidade sempre normal às secções de entrada e de saída.

Deste modo, em regime permanente, verifica-se a equação 7.48:

$$\dot{m}_{entra} = \dot{m}_{sai} \equiv \dot{m}_{ag} \quad (7.48)$$

Por sua vez, o princípio de conservação de energia afirma que a diferença de energia que entra e sai de um volume de controlo associada à massa e sob a forma de calor ou trabalho é igual à variação da energia nesse volume de controlo. Para a resolução do balanço de energia consideram-se, além das hipóteses enunciadas anteriormente, as seguintes condições:

- variações de energia cinética e potencial desprezáveis, entre a única entrada e a única saída, dada a mesma dimensão da secção de entrada e saída e a pequena variação de cota entre as mesmas;
- inexistência de qualquer forma de trabalho exterior;
- entalpia da água como o produto entre o calor específico mássico e a temperatura, uma vez que a água se encontra no estado de líquido incompressível.

Assim, em regime permanente, a potência térmica útil transferida para a água é calculada segundo a equação 7.49:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_{ag} \tilde{c}_{ag} (T_{sai} - T_{ent}) \quad (7.49)$$

onde \tilde{c}_{ag} é o calor específico mássico da água à temperatura média (entre T_{sai} e T_{ent}), T_{sai} é a temperatura da água à saída da caldeira e T_{ent} é a temperatura da água à entrada da caldeira.

Todas as variáveis relevantes para o cálculo do rendimento térmico da caldeira, recorrendo ao método direto, podem agora ser determinadas, pelo que este resultado é facilmente obtido.

7.1.7. Determinação das perdas térmicas

As perdas térmicas da caldeira dividem-se em três grupos, dependendo da sua origem: perdas térmicas na corrente dos gases de exaustão, perdas térmicas por queima incompleta e perdas térmicas por radiação, convecção e condução.

Relativamente às perdas térmicas na corrente dos gases de exaustão \dot{Q}_g , estas dividem-se em perdas sensíveis e perdas latentes. As perdas térmicas sensíveis na corrente dos gases de exaustão, \dot{Q}_{gs} , são calculadas segundo a equação 7.50:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{gs} &= \tilde{c}_{p_g} \dot{m}_g (T_g - T_{amb}) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \dot{Q}_{gs} &= [(n'_p M \tilde{c}_p)_{H_2O} + (n'_p M \tilde{c}_p)_{CO_2} + (n'_p M \tilde{c}_p)_{O_2} + (n'_p M \tilde{c}_p)_{CO} + (n'_p M \tilde{c}_p)_{N_2} + \\ & (n'_p M \tilde{c}_p)_{SO_2}] \dot{m}_{comb} (T_g - T_{amb})\end{aligned}\quad (7.50)$$

onde \tilde{c}_{p_g} é o calor específico mássico dos gases húmidos de exaustão a pressão constante à temperatura média (entre T_g e T_{amb}), $n'_p(i)$ é a quantidade química de cada gás de exaustão por quilograma de combustível, $\tilde{c}_{p_{pi}}$ é o calor específico mássico do produto i a pressão constante à temperatura média (entre T_g e T_{amb}), T_g é a temperatura dos gases de exaustão e T_{amb} é a temperatura do ar ambiente. Importa salientar que a água incluída nesta equação é relativa às três parcelas de água apresentadas na equação estequiométrica: água proveniente da humidade do ar, água proveniente da humidade do combustível e água formada durante a combustão.

Por sua vez, as perdas térmicas latentes dizem respeito à potência térmica utilizada na mudança de fase registada pela água. Uma vez que a água proveniente do ar ambiente entra na caldeira já em vapor de água, não é contabilizada neste grupo. Assim sendo, as perdas térmicas latentes na corrente dos gases de exaustão, \dot{Q}_{gl} , são referentes apenas à humidade presente no combustível, calculadas de acordo com a equação 7.51:

$$\dot{Q}_{gl} = \alpha \dot{m}_{comb} h_{lv} \quad (7.51)$$

onde α é a fração mássica de água no combustível, em kg/kg_{comb}, e h_{lv} é a entalpia latente de vaporização da água a 25 °C, igual a 2442 kJ/kg.

As perdas térmicas por queima incompleta resultam em não queimados na corrente dos gases de exaustão, nomeadamente o monóxido de carbono, e em combustível não queimado presente nas cinzas. As perdas térmicas por não queimados, concretamente pela formação de monóxido de carbono \dot{Q}_{CO} , são calculadas recorrendo à equação 7.52:

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_{CO} PC_{CO} = (n'_p M)_{CO} \dot{m}_{comb} PC_{CO} \quad (7.52)$$

onde \dot{m}_{CO} é o caudal mássico de monóxido de carbono nos produtos de combustão, calculado pelo conhecimento do respetivo coeficiente estequiométrico da equação real de combustão, e PC_{CO} é o poder calorífico do monóxido de carbono, igual a 10102 kJ/kg (Van Loo e Koppejan, 2008).

Relativamente às perdas por combustível não convertido presente nas cinzas, o cálculo destas deve ser efetuado separando as cinzas de fundo e as cinzas voláteis. Para isso, é necessário conhecer a fração mássica de inertes no combustível na base húmida (obtida na composição do combustível), fração mássica das cinzas voláteis (e de fundo) em relação ao total de inertes do combustível, fração mássica de carbono nas cinzas voláteis (e de fundo) e o poder calorífico do carbono. Este grupo de perdas térmicas não será calculado na presente dissertação, uma vez que, por motivos de escassez de tempo e de recursos, não se analisou a composição química das cinzas, não se sabendo o seu teor de carbono.

As últimas perdas térmicas dizem respeito à convecção e radiação para a envolvente e à condução através dos apoios da caldeira, embora esta última parcela deva ter uma contribuição muitíssima reduzida. Este grupo de perdas térmicas não foi calculado, pelo que se admitiu ser o fecho do balanço térmico, juntamente com as perdas do carbono não convertido presente nas cinzas. Deste modo, o somatório da potência transferida para a água e de todas as perdas terá de ser igual à potência fornecida à caldeira, respeitando, portanto, a equação 7.53:

$$\dot{Q}_{forn} = \dot{Q}_{\acute{u}til} + \dot{Q}_{gs} + \dot{Q}_{gl} + \dot{Q}_{CO} + \dot{Q}_{outras} \quad (7.53)$$

onde \dot{Q}_{outras} é a perda térmica pelas fontes não contabilizadas, nomeadamente a perda térmica por combustível não convertido nas cinzas, perdas térmicas por convecção, radiação, condução e outras.

O cálculo da perda sensível dos gases de exaustão, equação 7.50, depende dos valores médios dos calores específicos mássicos dos gases de exaustão a pressão constante à temperatura média (entre T_g e T_{amb}). Uma vez que a temperatura média à qual se determinam os calores específicos é alterada em cada ensaio, considerou-se como melhor opção recorrer ao programa EES, otimizando o processo de cálculo. O algoritmo do EES utilizado encontra-se apresentado na Figura B.5 do Anexo B.

7.1.8. Determinação da temperatura adiabática de chama

Nesta secção apresenta-se o procedimento de cálculo da temperatura adiabática de chama para ser possível comparar com a temperatura medida pelo termopar, na zona de combustão. O cálculo da temperatura adiabática de chama foi introduzido na Secção 3.2.3, segundo a equação 3.8. Reorganizando a equação 3.8 e utilizando as variáveis já calculadas anteriormente, é possível escrever a equação que determina, explicitamente, a temperatura adiabática de chama, segundo a equação 7.54:

$$T_{AC} = T_0 + \frac{\dot{m}_{comb} PCI_{comb} - (\tilde{c}_{comb} + n'_{ar} M_{ar} \tilde{c}_{p_{ar}} + n'_{R7} M_{H_2O} \tilde{c}_{p_v}) \dot{m}_{comb} (T_0 - T_{amb})}{\sum n'_{Pi} M_{Pi} \tilde{c}_{p_{Pi}} \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (7.54)$$

onde T_{AC} é a temperatura adiabática de chama, T_0 é a temperatura de referência, \tilde{c}_{comb} é o calor específico mássico médio do combustível, $\tilde{c}_{p_{ar}}$ é o calor específico mássico do ar seco a pressão constante à temperatura média (entre T_{amb} e T_0) e \tilde{c}_{p_v} é o calor específico mássico do vapor de água no ar a pressão constante à temperatura média (entre T_{amb} e T_0). O valor utilizado para o calor específico mássico do combustível foi retirado da literatura, para o caso da madeira a uma temperatura de 20 °C, sendo igual a 2,512 kJ/(kg·K) (Raznjevic, 1976). Para o cálculo desta temperatura utilizam-se os coeficientes da equação real de combustão, estando, desta forma, afetada do excesso de ar calculado anteriormente.

No Capítulo 8, para uma análise mais completa da temperatura lida pelo termopar na zona de combustão, também é necessária a determinação da temperatura adiabática de chama com as condições da equação estequiométrica, uma vez que esta temperatura é o máximo possível de registar na fornalha. O cálculo desta temperatura é efetuado recorrendo à equação 7.55, onde todos os coeficientes utilizados dizem respeito aos coeficientes da reação química estequiométrica.

$$T_{AC,est} = T_0 + \frac{\dot{m}_{comb} PCI_{comb} - (\tilde{c}_{comb} + n_{ar} M_{ar} \tilde{c}_{p_{ar}} + n_{R7} M_{H_2O} \tilde{c}_{p_v}) \dot{m}_{comb} (T_0 - T_{amb})}{\sum n_{Pi} M_{Pi} \tilde{c}_{p_{Pi}} \cdot \dot{m}_{comb}} \quad (7.55)$$

A partir de agora, para uma clara distinção das duas temperaturas, designar-se-á temperatura adiabática de chama real à temperatura obtida pela equação 7.54 (T_{AC}) e temperatura adiabática de chama estequiométrica à temperatura obtida pela equação 7.55 ($T_{AC,est}$). Como referido na Secção 3.2.3, o cálculo da temperatura adiabática de chama é iterativo, uma vez que os calores específicos mássicos dos produtos dependem da temperatura adiabática de chama, tendo-se recorrido ao programa EES, estando o algoritmo utilizado apresentado nas Figuras B.6 a B.8 do Anexo B.

7.2. Ensaio da taxa de queima

Como referido na Secção 6.2, o ensaio da taxa de queima consistiu em retirar a amostra em estudo do interior da caldeira e pesá-la, em intervalos de dois em dois minutos. Para o estudo da taxa de queima de partículas de material lenhoso foram consideradas algumas hipóteses e simplificações. Primeiramente, como já mencionado, as condições de funcionamento da caldeira foram aproximadas às condições de regime permanente, tendo esta simplificação desde logo um carácter discutível. Durante o ensaio, considera-se que a amostra está efetivamente a queimar apenas quando se encontra no interior da caldeira, assumindo-se que ocorre o congelamento da reação de combustão quando se retira a amostra da caldeira. Por outro lado, o modelo adotado nesta dissertação para o estudo da taxa de queima de partículas lenhosas apenas leva em consideração a queima do carbono. As partículas sólidas lenhosas, quando introduzidas na fornalha, inicialmente experimentam uma fase de aquecimento com a consequente libertação de humidade, seguindo-se a pirólise acompanhada de libertação de voláteis e formação do coque (Pinho, 2011). Para o presente estudo, eliminaram-se os dados dos instantes iniciais de cada ensaio, analisando-se apenas os resultados para os instantes em que a fração queimada era superior a 20%. Esta fração considerada como limite inferior foi obtida empiricamente através da análise das fotografias tiradas às amostras durante os vários ensaios de queima, tentando excluir os momentos em que a partícula não estava carbonizada superficialmente. Outra simplificação adotada foi considerar a geometria da amostra esférica quando esta é cilíndrica, uma vez que o modelo adotado para o estudo utiliza equações para partículas esféricas de coque.

Para facilitar o tratamento e análise dos dados, considerou-se que cada ensaio era constituído por vários intervalos j , desde o início do ensaio ($j = 0$) até ao final ($j = n$), sendo n o número total de intervalos. No início de cada ensaio ($j = 0$), antes de se colocar a amostra no interior da caldeira, registava-se a sua massa inicial m_0 . Posteriormente, colocava-se a amostra na caldeira e registava-se, para cada intervalo j , o instante de entrada da amostra na caldeira $t_{ent,j}$, o instante de saída da amostra da caldeira $t_{sai,j}$ e a massa da amostra depois de ter sido retirada da caldeira m_j . A contagem do tempo era iniciada para o instante $j = 1$, fazendo $t_{ent,1} = 0$ minutos, em todos os ensaios. Como o tempo de permanência da amostra no interior da caldeira foi estabelecido em dois minutos, os instantes de entrada e de saída da amostra da caldeira, em minutos, para cada intervalo j , relacionam-se segundo a equação 7.56.

$$t_{sai,j} = t_{ent,j} + 2, \quad j = 1 \text{ a } n \quad (7.56)$$

Importa referir que o instante de saída do intervalo j não é igual ao instante de entrada do intervalo seguinte $j + 1$, sendo que a sua diferença é o tempo que decorreu para efetuar a

pesagem da amostra e tirar a fotografia da mesma. Deste modo, para o tratamento dos dados e considerando o congelamento da reação quando a amostra está no exterior da caldeira, a diferença entre os instantes $t_{sai,j}$ e $t_{ent,j+1}$ corresponde ao intervalo de tempo a ser excluído. Assim, foi oportuno criar um instante de tempo fictício, para cada intervalo j , que corresponde ao instante de tempo no qual a amostra apresentava a massa m_j , caso não se considerasse o intervalo de tempo decorrido nas pesagens. A contagem do tempo era iniciada para $j = 0$, fazendo $t_0 = 0$ minutos. Para os restantes intervalos, este tempo fictício, em minutos, seria obtido pela equação 7.57.

$$t_j = t_{j-1} + 2, \quad j = 1 \text{ a } n \quad (7.57)$$

Seguindo o mesmo raciocínio, o tempo total do ensaio pode ser calculado considerando apenas os intervalos nos quais a amostra se encontrava a queimar no interior da caldeira, designado nesta dissertação por tempo efetivo do ensaio t_{ef} , sendo calculado, em minutos, através equação 7.58.

$$t_{ef} = 2n \quad (7.58)$$

Como se mediu a evolução temporal da massa da partícula, foi possível obter o seu decaimento ao longo do ensaio e calcular a fração queimada φ_j da amostra, para cada intervalo j , através da equação 7.59. De notar que, para o instante inicial ($j = 0$), a fração queimada φ_0 é, logicamente, nula, uma vez que a amostra ainda não sofreu qualquer secagem, pirólise ou reação de combustão.

$$\varphi_j = \frac{m_0 - m_j}{m_0} = 1 - \frac{m_j}{m_0}, j = 0 \text{ a } n \quad (7.59)$$

Utilizando a massa da amostra de dois intervalos consecutivos, pode dizer-se que é aproximadamente verdade que:

$$\dot{m}_{c,j} = \frac{\Delta m}{\Delta t} = \frac{m_{j-1} - m_j}{t_j - t_{j-1}}, j = 1 \text{ a } n \quad (7.60)$$

onde $\dot{m}_{c,j}$ é a taxa de queima da partícula de carbono no intervalo j , m_j é a massa da amostra no intervalo j , m_{j-1} é a massa da amostra no intervalo anterior $j - 1$, t_j é o tempo fictício no intervalo j e t_{j-1} é o tempo fictício no intervalo anterior $j - 1$. Destaca-se ainda que o tempo utilizado na equação 7.60 é o tempo fictício, porque, tal como referido, considera-se que a reação de combustão apenas ocorre quando a amostra se encontra no interior da caldeira, ocorrendo o congelamento da mesma para os períodos de pesagem. Assim para qualquer intervalo j , Δt é igual a dois minutos (120 segundos), sendo o tempo definido de permanência da amostra no interior da caldeira.

Para a análise deste ensaio, considera-se que a queima da partícula pode ocorrer segundo um dos dois modelos simplistas, queima a massa volúmica da partícula constante ou queima a tamanho da partícula constante. Na Secção 7.2.1 apresenta-se o procedimento de cálculo e de análise considerando que a amostra queima a massa volúmica constante e na Secção 7.2.2 apresenta-se o procedimento considerando que a partícula queima a tamanho constante. Saliente-se que na análise adotada para os dois modelos de estudo considera-se que, dentro dos fenómenos de transferência de massa, tanto a difusão como os efeitos convectivos são relevantes, não se considerando a difusão pura como ponto de partida.

7.2.1. Queima a massa volúmica constante

Neste modelo, considera-se que, à medida que o carbono é consumido, as cinzas desagregam-se e são arrastadas para longe, provocando a diminuição do tamanho da partícula. Deste modo, a queima da partícula é acompanhada pela redução do seu diâmetro, mantendo uma massa volúmica constante.

A reação de queima de uma partícula de coque, nestas circunstâncias, é constituída por dois passos em série: inicialmente ocorre a transferência de massa de oxigénio para a superfície da partícula e, posteriormente, dá-se a reação heterogénea do oxigénio com o carbono. O mais lento dos processos controla a taxa de queima da reação de combustão, existindo, portanto, uma competição entre a cinética da reação em fase heterogénea e a transferência de massa (Pinho, 2011). Para partículas de pequenas dimensões ($< 100 \mu\text{m}$) ou para uma reduzida temperatura da partícula ($< 800^\circ\text{C}$), a queima é controlada pela cinética, sendo a taxa de reação uma função exponencial da temperatura. Caso contrário, para temperaturas elevadas ($> 800^\circ\text{C}$) e partículas acima de 5 mm (como é o caso dos briquetes), a transferência de massa é o fenómeno controlador da reação, passando a taxa de queima a ser altamente dependente da dimensão da partícula e pouco dependente da temperatura (Pinho, 2011). Turns (1996), por sua vez, afirma que a combustão é controlada cineticamente quando as partículas são pequenas e as temperaturas baixas, embora não concretize valores limites quer para o tamanho das partículas quer para a temperatura a que ocorre a combustão.

A reação em fase heterogénea entre o carbono e o oxigénio à superfície de uma partícula de carbono apresenta dois estágios. Primeiramente, ocorre a formação de CO, segundo a equação 7.61, seguindo-se a queima deste componente com formação de CO₂, de acordo com a equação 7.62.





Relativamente à queima do CO, há duas possibilidades em termos de reação química: se a queima do CO a CO₂ ocorrer quase instantaneamente após a formação do CO, diz-se que a queima é completa à superfície; se a queima do CO tiver lugar longe da partícula, diz-se que a queima é incompleta à superfície (Pinho, 2011). Para o primeiro caso, a reação química, junto à superfície, pode escrever-se recorrendo à equação 7.63.



De acordo com Pinho (2011), a queima completa à superfície verifica-se para partículas superiores a 1 mm de diâmetro (como é o caso dos briquetes). No entanto, segundo as especificações do fabricante da caldeira, torna-se pouco provável que a queima seja completa à superfície da partícula. O seu funcionamento, sendo esta uma caldeira de chama invertida, baseia-se essencialmente na gasificação na parte superior da fornalha, local onde se encontra a amostra em estudo, fazendo com que a quantidade de ar primário, nestas circunstâncias, seja inferior à estequiométrica (Solzaima, 2015). Por outras palavras, é mais provável que o carbono queime a CO e depois este componente queime a CO₂, longe da partícula.

Para se analisar a evolução da queima de uma partícula de biomassa na caldeira, utilizou-se a análise teórica da queima de uma partícula de coque exposta por Pinho (2011). Desta análise, sabe-se que a taxa de queima é calculada de acordo com a equação 7.64:

$$\dot{m}_C = M_C \pi d^2 K C_\infty \quad (7.64)$$

onde \dot{m}_C é a taxa de queima de uma partícula de carbono, M_C é a massa molecular do carbono, d é o diâmetro da partícula de carbono, $1/K$ é a resistência global à queima e C_∞ é a concentração molar de oxigénio no infinito (longe da partícula), calculada recorrendo à equação dos gases perfeitos, equação 7.65:

$$C_\infty = \frac{n_{\text{O}_2}}{V} = \frac{P_{\text{O}_2}}{\bar{R} \cdot \bar{T}_{\text{chama}}} = \frac{0,21 P_{\text{amb}}}{\bar{R} \cdot \bar{T}_{\text{chama}}} \quad (7.65)$$

onde P_{O_2} é a pressão parcial do oxigénio e \bar{T}_{chama} é a temperatura média da chama registada pelo termopar, excluindo as alturas das pesagens e fotografias da amostra.

A resistência global à queima é calculada recorrendo à equação 7.66 (Pinho, 2011):

$$\frac{1}{K} = \frac{d}{ShfD_g} + \frac{1}{k_C} \quad (7.66)$$

onde Sh é o número de Sherwood, f é um fator de correção, sendo $f = 1$ para a queima completa à superfície da partícula e $f = 2$ para a queima incompleta à superfície, D_g é a difusibilidade do oxigénio no ar e k_c é a constante da taxa da reação em fase heterogénea ($C + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO$). De notar que a difusibilidade do oxigénio deveria ser calculada no seio dos gases de combustão, contudo fez-se uma aproximação, calculando a difusibilidade do oxigénio no ar, através da equação 7.67 (Pinho, 2011):

$$D_g = D_0 \left(\frac{\bar{T}_{chama}}{T_0} \right)^{1,65} \left(\frac{P_0}{P_{amb}} \right) \quad (7.67)$$

onde os valores com índice 0 dizem respeito às condições de referência tabeladas, neste caso T_0 é 298 K, P_0 é 1 atm e D_0 é 2,1E-5 m²/s.

Importa referir que a equação 7.66 resulta da associação de duas parcelas, a primeira referente à resistência devida à transferência de massa e a segunda devida à cinética da reação química em fase heterogénea. Esta equação é interessante do ponto de vista experimental, uma vez que, se for possível traçar um gráfico de $1/K$ em função do tamanho da partícula d , consegue-se tirar conclusões sobre o controlo da queima. Se a relação linear experimental apresentar declive nulo, $\frac{1}{ShfD_g} = 0$, é porque o controlo da queima é puramente cinético. Por sua vez, se a reta experimental passar na origem, $\frac{1}{k_c} = 0$, então o controlo depende unicamente da transferência de massa. O objetivo desta análise é, portanto, a representação gráfica de $1/K$ em função de d , sendo necessário calcular estes dois parâmetros.

Uma vez determinado a fração queimada φ_j , para cada intervalo j , assumindo que a queima ocorre a ρ constante, é possível calcular o diâmetro da partícula à medida que ele vai reduzindo, através da equação 7.68:

$$d_j = (1 - \varphi_j)^{1/3} d_i \quad (7.68)$$

onde d_i é o diâmetro da partícula inicial.

Deste modo, pode-se reescrever a equação 7.64 na equação 7.69, utilizando a expressão do diâmetro obtida na equação 7.68, para cada intervalo j :

$$\dot{m}_{c,j} = M_c \pi (1 - \varphi_j)^{\frac{2}{3}} d_i^2 K_j C_\infty \quad (7.69)$$

Finalmente, é possível criar uma tabela com as variáveis $\dot{m}_{c,j}$, φ_j , d_j e K_j , para todos os intervalos j , onde K_j se obtém recorrendo à equação 7.69. Na Secção 8.2.1 será apresentada a

representação gráfica da resistência $1/K$ em função de d e efetuado o ajustamento linear entre as duas grandezas, conforme a equação 7.66, interpretando-se os resultados obtidos.

7.2.2. Queima a tamanho constante

Neste modelo, considera-se que as cinzas não são desagregáveis, formando uma camada envolvente do núcleo que contém carbono numa matriz de cinzas. Assim, as partículas passam a queimar a tamanho constante mantendo teoricamente a sua forma inicial aproximadamente esférica. Para esta análise serão considerados dois diâmetros, como apresentado na Figura 7.1: diâmetro da superfície exterior da partícula d_s , sendo este igual ao diâmetro inicial da partícula; e o diâmetro do núcleo carbonoso da partícula d_n .

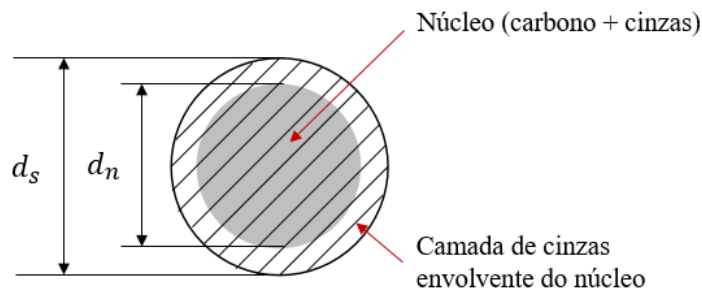


Figura 7. 1 – Representação esquemática da partícula no modelo de queima a tamanho constante. Adaptado de: Pinho (2011).

Importa referir que o diâmetro do núcleo da partícula que, no início do ensaio é igual ao diâmetro da superfície exterior, vai diminuindo com o decorrer da reação de combustão, como esquematizado na Figura 7.2. Assim, o caminho desde a superfície da partícula até à camada interior onde existe carbono, vai consequentemente aumentando.

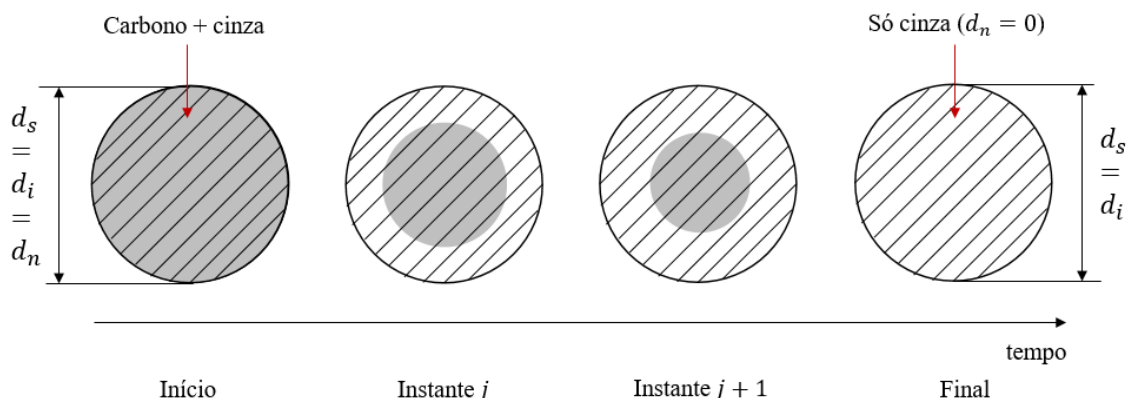


Figura 7. 2 – Representação esquemática da evolução do diâmetro do núcleo da partícula no modelo de queima a tamanho constante. Adaptado de: Pinho (2011).

A combustão segundo este modelo é uma sequência de três etapas em série: inicialmente ocorre a transferência de massa de oxigénio no ar até à superfície da partícula, seguindo-se a

transferência de massa de oxigénio na camada de cinza até atingir o núcleo e, por fim, dá-se a reação em fase heterogénea do oxigénio com o carbono à superfície do núcleo (Pinho, 2011). A taxa de queima é calculada pela equação 7.70, dependendo do diâmetro do núcleo carbonoso da partícula, e a resistência global à queima, nestas condições, é dada pela equação 7.71:

$$\dot{m}_c = M_c \pi d_n^2 K C_\infty \quad (7.70)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{d_n^2}{Shf D_g d_s} + \frac{d_n(d_s - d_n)}{Shf \varepsilon D_g d_s} + \frac{1}{k_c} \quad (7.71)$$

onde ε é a porosidade da camada de cinzas e, consequentemente, εD_g é a difusibilidade do oxigénio na camada de cinzas. Como se verifica pela equação 7.71, a expressão da resistência global à queima $1/K$ é composta por três parcelas: a primeira relativa à transferência de massa de oxigénio no exterior da partícula, a segunda relativa à transferência de massa de oxigénio na camada de cinzas de porosidade ε e a última inerente à cinética da reação química em fase heterogénea. Nesta equação, o número de Sherwood é uma incógnita, não sendo possível considerar, *a priori*, difusão pura, sem recurso a fenómenos convectivos. O objetivo desta análise é, igualmente, a representação gráfica de $1/K$ em função de d_n , faltando neste momento, uma correlação para o diâmetro do núcleo. Para tal, será feita uma abordagem simplista, para ser possível tirar algumas conclusões sobre este modelo de queima.

Sabe-se que a massa da partícula num instante j é calculada pela equação 7.72:

$$m_j = \frac{\pi d_s^3}{6} \rho_{p,j} \quad (7.72)$$

onde $\rho_{p,j}$ é a massa volúmica da partícula num instante qualquer j . De notar que o valor desta massa volúmica é uma média ponderada da massa volúmica da camada de cinzas envolvente do núcleo e da massa volúmica do núcleo, de acordo com os seus volumes de ocupação para cada instante j .

Por outro lado, a massa da partícula, para cada instante j , pode ser também calculada pela equação 7.73:

$$m_j = \frac{\pi d_{n,j}^3}{6} \rho_n + \frac{\pi(d_s^3 - d_{n,j}^3)}{6} \rho_a \quad (7.73)$$

onde ρ_n é a massa volúmica do núcleo carbonoso com a matriz de cinzas e ρ_a é a massa volúmica da camada de cinzas envolvente do núcleo. Deste modo, a massa da partícula resulta da soma de duas parcelas: a componente do núcleo e a componente da camada de cinzas. Considerando que a contribuição da camada de cinzas é muito reduzida, quando comparada

com a contribuição do núcleo, faz-se uma aproximação da massa da partícula, para cada instante j , resultando em:

$$m_j = \frac{\pi d_{n,j}^3}{6} \rho_n \quad (7.74)$$

Para o instante inicial, quando $d_n = d_s$, ou seja, quando o núcleo preenche todo o volume da partícula, pelas equações 7.72 e 7.74 tem-se que:

$$\rho_n = \rho_{p,0} \quad (7.75)$$

onde $\rho_{p,0}$ é a massa volúmica da partícula no instante inicial ($j = 0$). Assim, considera-se que a massa volúmica do núcleo é constante e igual à massa volúmica inicial da partícula. Igualando as equações 7.72 e 7.74, para qualquer instante j , é possível obter uma expressão para o diâmetro do núcleo carbonoso, apresentada pela equação 7.76.

$$\frac{\pi d_s^3}{6} \rho_{p,j} = \frac{\pi d_{n,j}^3}{6} \rho_{p,0} \Leftrightarrow d_{n,j}^3 = d_s^3 \frac{\rho_{p,j}}{\rho_{p,0}} \Leftrightarrow d_{n,j} = d_s \left(\frac{\rho_{p,j}}{\rho_{p,0}} \right)^{1/3} \quad (7.76)$$

Por outro lado, é possível reescrever a equação 7.76, atendendo à noção de fração queimada:

$$d_{n,j} = d_s (1 - \varphi_j)^{1/3} \quad (7.77)$$

onde d_s é o diâmetro da superfície da partícula, igual ao diâmetro inicial da mesma.

Assim, verifica-se que a equação 7.77 para determinar o diâmetro do núcleo carbonoso do modelo de queima a tamanho constante é igual à equação 7.68 para determinar o diâmetro da partícula no modelo de queima a massa volúmica constante. Uma vez que a evolução dos diâmetros é igual, então a equação 7.70 fica numericamente igual à equação 7.69, resultando um valor da resistência global à queima igual nos dois modelos. A única diferença entre os modelos analisados reside, portanto, na definição da resistência global da queima:

- No modelo de queima a massa volúmica da partícula constante, a resistência $1/K$ apresenta duas parcelas, conforme a equação 7.66, verificando-se uma relação linear com o diâmetro da partícula;
- No modelo de queima a tamanho da partícula constante, a resistência $1/K$ é a soma de três parcelas, como apresentado na equação 7.71, verificando-se uma relação quadrática com o diâmetro do núcleo carbonoso da partícula. Esta relação quadrática é evidenciada na equação 7.78:

$$\frac{1}{K} = \frac{d_n^2}{ShfD_g d_s} + \frac{d_n(d_s - d_n)}{Shf\varepsilon D_g d_s} + \frac{1}{k_c} \Leftrightarrow \quad (7.78)$$

$$\frac{1}{K} = \frac{d_n^2}{ShfD_gd_s} + \frac{d_n}{Shf\varepsilon D_g} - \frac{d_n^2}{Shf\varepsilon D_gd_s} + \frac{1}{k_c} \Leftrightarrow$$

$$\frac{1}{K} = \frac{d_n^2}{ShfD_gd_s} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) + \frac{d_n}{Shf\varepsilon D_g} + \frac{1}{k_c}$$

Salienta-se novamente que esta análise é muito simplista, sendo que os resultados obtidos são apenas conclusões gerais sobre a taxa de queima, e por isso mesmo, devem ser analisados e discutidos com algum cuidado dentro deste contexto.

8. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, apresentam-se e analisam-se os resultados experimentais dos dois tipos de ensaios realizados, com o objetivo de avaliar o desempenho térmico da caldeira, e estudar, através de uma avaliação simplista, a taxa de queima, utilizando diversos tipos de combustíveis sólidos lenhosos.

8.1. Ensaio do desempenho térmico

Na presente secção apresentam-se os resultados experimentais dos ensaios do desempenho térmico. Optou-se por dividir em duas partes: na fase de arranque, apenas a título informativo, uma vez que não foi objetivo do trabalho, e na fase de aproximação ao regime permanente, para avaliação do desempenho térmico da caldeira e higiene da combustão.

8.1.1. Fase de arranque

Durante esta fase, tal como mencionado, os analisadores dos gases de combustão não se encontraram operacionais devido às elevadas emissões de poluentes e de partículas que os poderiam danificar. Deste modo, durante esta fase apenas se registaram as temperaturas e o caudal mássico de água. As Figuras 8.1 e 8.2 representam a evolução da temperatura dos gases de exaustão durante a fase de arranque dos ensaios realizados para os quatro combustíveis utilizados. Por uma questão de organização, apresentam-se as temperaturas dos gases de exaustão dos seis ensaios com os briquetes comerciais na Figura 8.1, designados, a partir de agora, por ensaio C1 a C6. Seguidamente, na Figura 8.2, apresentam-se as temperaturas dos gases de exaustão dos ensaios restantes, com os briquetes de serrim de pinho, ensaio P1, com os briquetes de aparas de poda de videira, ensaio V1, e com a lenha de eucalipto, ensaios E1 e E2.

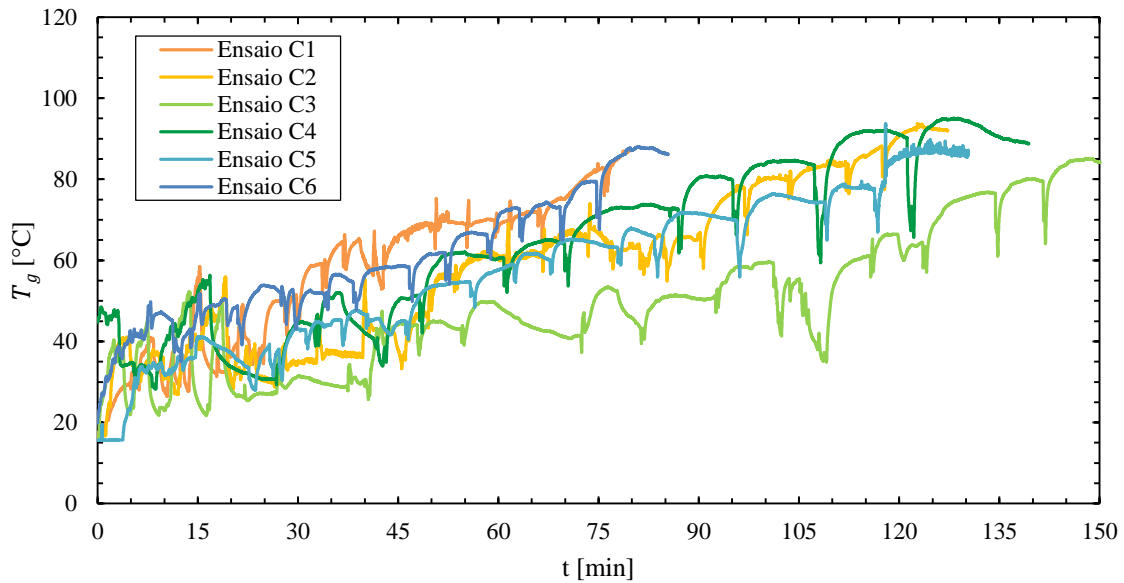


Figura 8. 1 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante a fase de arranque (primeira parte).

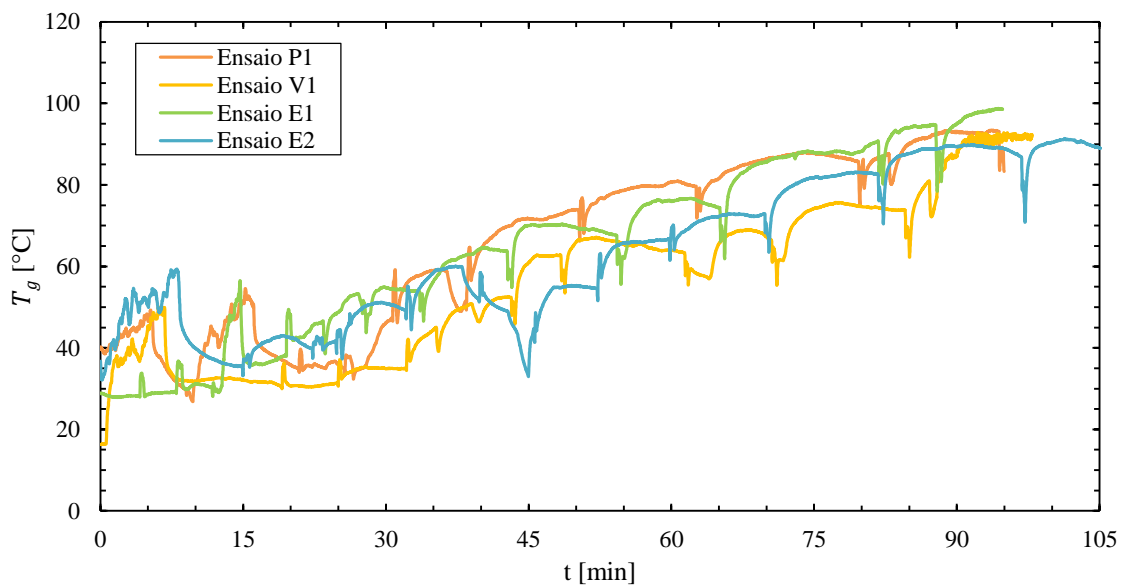


Figura 8. 2 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante a fase de arranque (segunda parte).

Como se pode observar nas figuras anteriores, a fase de arranque variou bastante de ensaio para ensaio, demorando entre 75 e 150 minutos. Esta fase dependia do arranjo inicial dos briquetes na caldeira, da forma e do tempo de exposição do combustível à fonte externa de calor de gás butano, do número de acendalhas utilizadas para facilitar a ignição, entre outros fatores. As oscilações de temperatura durante os ensaios explicam-se devido à alimentação não automática da caldeira, uma vez que, sempre que se abria a porta superior para alimentar a caldeira, as temperaturas dos gases consequentemente reduziam.

8.1.2. Regime permanente

Como foi referido anteriormente, pretende-se avaliar a influência de diversos tipos de combustíveis no desempenho térmico da caldeira e nas emissões de poluentes durante a combustão e, para os briquetes comerciais, pretende-se ainda avaliar a influência do caudal mássico de alimentação. Para o primeiro caso, foi imprescindível a utilização de condições de operação semelhantes, definindo-se um caudal mássico de água aproximadamente igual para todos os ensaios e alimentando a caldeira com a mesma carga de briquetes entre os mesmos intervalos de tempo (de 15 em 15 minutos), durante a fase de regime permanente, aproximando os caudais mássicos de combustível o mais possível. Para o segundo caso, realizaram-se ensaios com os briquetes comerciais para condições de alimentação distintas, definindo-se igualmente um caudal de água aproximadamente constante para todos os ensaios.

Na Tabela 8.1 apresentam-se as condições de operação da caldeira para os ensaios realizados com os briquetes comerciais (ensaios C1 a C6), briquetes de serrim de pinho (ensaio P1), briquetes de aparas de poda de videira (ensaio V1) e lenha de eucalipto (ensaios E1 e E2). A tabela mencionada apresenta o caudal mássico médio de combustível durante cada ensaio \dot{m}_{comb} , o caudal mássico médio de água no circuito da caldeira \dot{m}_{ag} , a temperatura média de entrada e de saída da água, T_{ent} e T_{sai} , bem como a diferença entre estas temperaturas e o teor de cinzas calculado com as equações 7.5 e 7.6, t_{cinzas} .

Tabela 8. 1 – Condições de operação da caldeira nos ensaios realizados

Ensaio	\dot{m}_{comb} [kg/h]	\dot{m}_{ag} [kg/h]	T_{ent} [°C]	T_{sai} [°C]	ΔT [°C]	t_{cinzas} [%]
C5	3,65	9,30	13,99	34,48	20,49	1,32
C6	4,24	9,30	14,72	36,68	21,96	2,11
C2	4,32	9,04	12,80	38,09	25,30	1,50
C4	4,60	9,41	12,91	36,81	23,91	1,37
C1	4,69	9,32	12,51	40,14	27,62	-
C3	4,84	9,15	15,26	40,96	25,70	1,84
P1	4,90	9,08	14,65	40,79	26,14	0,81
V1	4,68	9,16	13,98	36,74	22,76	2,57
E2	4,38	9,13	13,46	36,56	23,10	0,81
E1	4,44	9,25	13,95	34,79	20,84	1,18

Por uma questão de organização, apresentam-se os dados dos ensaios agrupados por combustível e numa sequência crescente de caudal mássico de briquetes. A numeração dos ensaios é feita segunda a ordem cronológica da realização de cada ensaio. Analisando a tabela anterior, verifica-se que o caudal mássico de combustível nos ensaios realizados com o combustível comercial apresenta algumas flutuações, variando entre 3,65 e 4,84 kg/h, permitindo averiguar a influência do mesmo no desempenho térmico da caldeira. Para os ensaios utilizando os briquetes de serrim de pinho, os briquetes de aparas de poda de videira e a lenha de eucalipto, alimentou-se a caldeira sempre com a mesma quantidade de combustível nos mesmos intervalos de tempo, tentando aproximar o caudal mássico de combustível o máximo possível. Contudo, como apresentado na Secção 7.1.1, o valor do caudal mássico de combustível depende da variação da massa que efetivamente foi consumida entre dois instantes de alimentação consecutivos, sendo impossível obter exatamente o mesmo valor para todos os ensaios. Na tabela anterior, verifica-se que o caudal para estes ensaios varia entre 4,38 e 4,90 kg/h. Relativamente ao caudal mássico de água, tentaram-se manter condições aproximadamente iguais em todos os ensaios, verificando-se que este valor varia entre 9,04 e 9,41 kg/min.

Relativamente à avaliação simplista do teor de cinzas, não se apresenta nenhum resultado para o primeiro ensaio (C1), uma vez que não se efetuou a pesagem das cinzas neste ensaio. Por outro lado, o valor do teor de cinzas calculado para o ensaio C6, apresentado na Tabela 8.1 a cor azul, é bastante díspar relativamente aos restantes valores obtidos para os teores de cinza do combustível comercial. Isto é explicado, uma vez que, no final do ensaio C6, ainda existia na fornalha muito material não queimado, aumentando, consequentemente, o valor do teor de cinzas calculado pela equação 7.5. Deste modo, o valor médio do teor de cinzas do combustível comercial foi calculado pela média aritmética dos ensaios C2 a C5, excluindo, portanto, o valor aberrante correspondente ao ensaio C6. Uma vez obtido este valor médio, foi possível calcular o teor de cinza dos restantes combustíveis pela equação 7.6.

Analisando ainda a tabela anterior verifica-se que o valor do teor de cinzas obtido para o ensaio usando os briquetes de aparas de poda de videira (ensaio V1) é bastante elevado quando comparado com os restantes combustíveis. Esta conclusão vai de encontro à composição elementar apresentada na Tabela 4.2 do Capítulo 4, uma vez que, este tipo de combustível é aquele que apresenta a maior quantidade de cinzas a 550 °C. Na Figura 8.3, apresentam-se fotografias da câmara superior e inferior da caldeira no final dos ensaios P1, V1 e E2, verificando-se que, no final do ensaio V1, existe de facto uma maior quantidade de cinzas na câmara de combustão da caldeira.

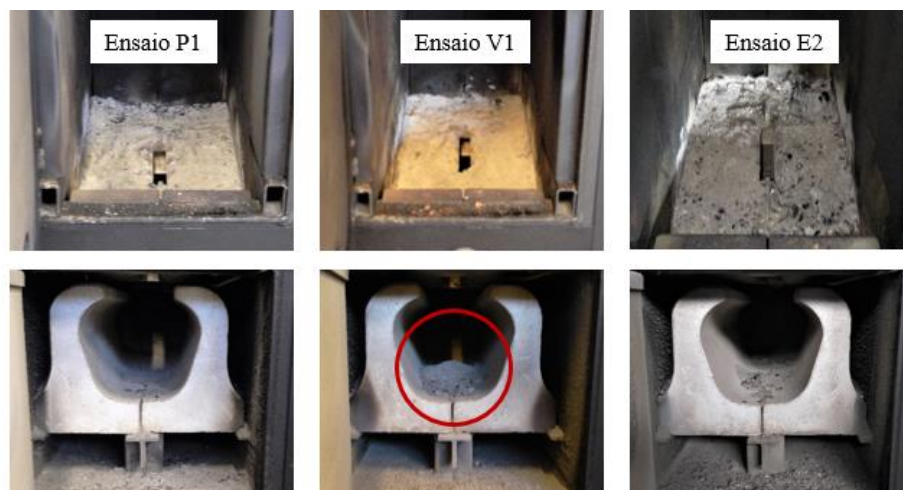


Figura 8. 3 – Fotografias das cinzas depois dos ensaios P1, V1 e E2.

Na Tabela 8.2, apresentam-se os valores dos caudais mássicos de combustível \dot{m}_{comb} , de ar húmido de alimentação $\dot{m}_{ar,h}$ e de reagentes \dot{m}_R , sendo este último igual à soma dos dois primeiros. Apresentam-se ainda os valores dos caudais mássicos dos gases húmidos de exaustão, recorrendo ao balanço mássico da equação real de combustão \dot{m}_{geq} , calculado através da equação 7.34, e recorrendo ao tubo de Pitot standard \dot{m}_{gPitot} , calculado através da equação 7.4, bem como o respetivo erro, calculado segundo a equação 7.45. Nesta tabela e nas seguintes apresentam-se os resultados para o ensaio com os briquetes de serrim de pinho tendo como referência a composição química e os poderes caloríficos fornecidos pelo laboratório do Centro para a Valorização de Resíduos, designado ensaio P1, e tendo como referência os valores da literatura, identificado como ensaio P1*.

Tabela 8. 2 – Caudais mássicos de combustível, de ar e dos gases de combustão

Ensaio	\dot{m}_{comb} [kg/h]	$\dot{m}_{ar,h}$ [kg/h]	$\dot{m}_R = \dot{m}_P$ [kg/h]	\dot{m}_{geq} [kg/h]	\dot{m}_{gPitot} [kg/h]	$erro_{Pitot}$ [%]
C5	3,65	112,78	116,43	116,43	108,17	7,10
C6	4,24	112,97	117,21	117,21	106,62	9,04
C2	4,32	105,45	109,77	109,77	105,53	3,86
C4	4,60	95,22	99,82	99,82	104,65	4,84
C1	4,69	108,69	113,38	113,38	110,09	2,91
C3	4,84	103,85	108,68	108,68	106,63	1,89
P1	4,90	95,32	100,22	100,22	101,25	1,03
P1*	4,90	96,49	101,39	101,39	101,53	0,14
V1	4,68	89,14	93,82	93,82	103,42	10,23
E2	4,38	108,37	112,74	112,74	109,57	2,81
E1	4,44	109,90	114,34	114,34	103,66	9,34

Analisando a tabela anterior, pode-se concluir que o caudal mássico recorrendo ao balanço mássico da equação real de combustão, \dot{m}_{geq} , é igual ao caudal mássico dos reagentes, \dot{m}_R . Deste modo, optou-se por não se apresentar o respetivo erro de cálculo $erro_{eq}$, uma vez que os valores deste erro eram de grandeza inferior a 0,001%. No entanto, o erro relativo referente ao cálculo do caudal mássico dos gases recorrendo ao tubo de Pitot standard é, evidentemente, mais significativo e chega até cerca de 10%, para alguns ensaios. Para a medição correta da velocidade local dos gases de exaustão, a localização da secção de medição deveria ser tal que o perfil de velocidade nesse local fosse desenvolvido, regular, sem turbulência excessiva, nem rotação. Para isto, a secção de medição deveria apresentar uma distância livre de obstáculos a montante e a jusante de 20 e 5 diâmetros, respetivamente (Coelho, 2014). Na prática não foi possível de satisfazer esta condição, devido ao comprimento insuficiente da conduta de exaustão, pelo que não se garantiu um escoamento desenvolvido. Assim sendo, com base nos fatores enunciados anteriormente e no facto da medição, recorrendo a um tubo de Pitot standard, estar associada a uma certa incerteza de medição, o erro calculado na ordem dos 10% é bastante aceitável.

8.1.2.1. Análise do rendimento

Nesta secção será apresentado o valor do rendimento térmico calculado para todos os ensaios, bem como os valores das diferentes perdas térmicas verificadas. Nas Figuras 8.4 e 8.5, apresenta-se a evolução do rendimento térmico durante cada ensaio, para uma base de tempo de 60 minutos, separando todos os ensaios realizados com o combustível comercial (ensaios C1 a C6) dos restantes ensaios (ensaios P1, P1*, V1, E1 e E2).

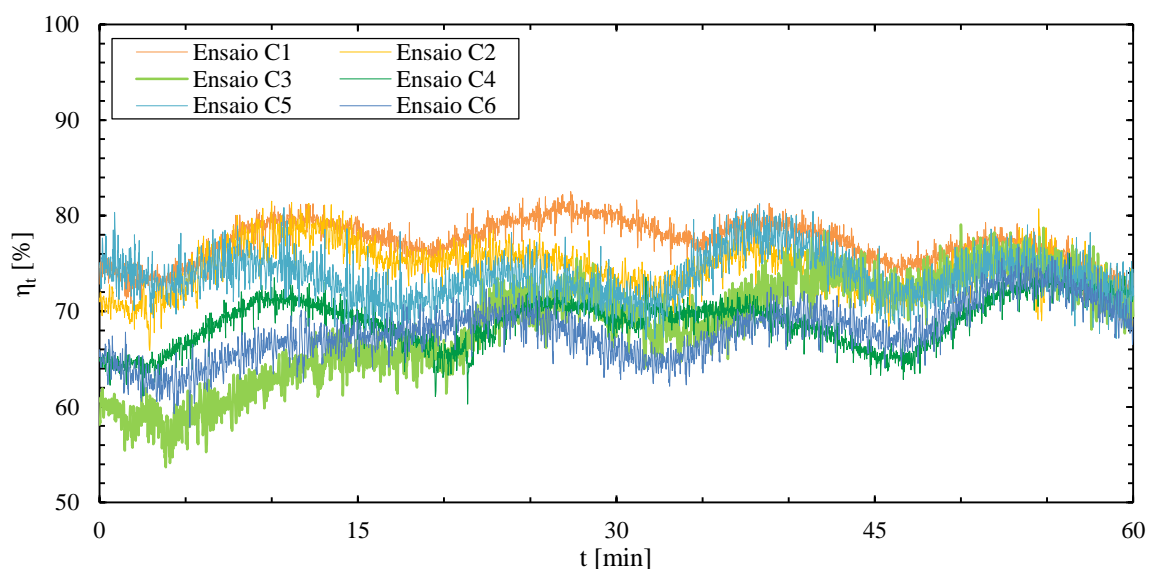


Figura 8. 4 – Evolução do rendimento térmico durante o ensaio do desempenho térmico (primeira parte).

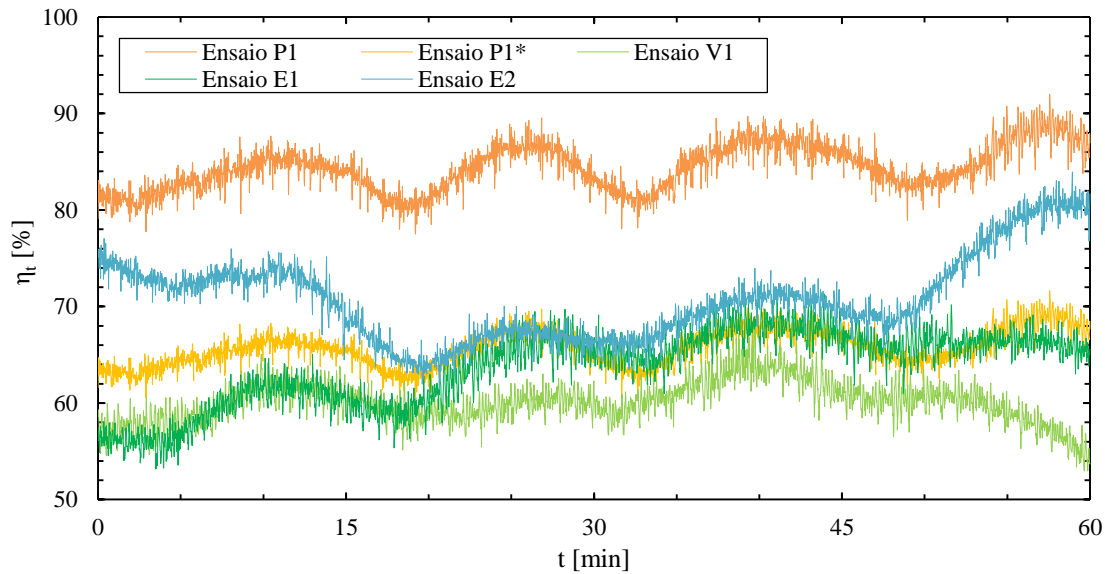


Figura 8. 5 – Evolução do rendimento térmico durante o ensaio do desempenho térmico (segunda parte).

Como se pode verificar pela análise das figuras anteriores, o rendimento térmico durante cada ensaio apresenta flutuações. No decorrer de cada ensaio, alimentou-se a caldeira, manualmente, em intervalos de 15 minutos, pelo que as flutuações são explicadas pela abertura e fecho da porta da caldeira, o que afeta as condições de queima, impedindo a manutenção do regime permanente. Por esta razão, as condições de regime permanente neste trabalho têm uma aplicação bastante lata, podendo dizer-se que o funcionamento da caldeira é aproximadamente constante numa visão global de todo o ensaio.

O rendimento térmico da caldeira encontra-se, aproximadamente, entre 60 e 80% nos ensaios utilizando os briquetes comerciais (ensaios C1 a C6), varia entre 55 e 65% no ensaio usando os briquetes produzidos a partir de aparas de poda de videira (ensaio V1) e oscila entre 55 e 80% nos ensaios com lenha de eucalipto (ensaios E1 e E2). Analisando ainda a Figura 8.5, verifica-se que o rendimento de P1* (baseado nos valores da literatura) tem o mesmo andamento do rendimento de P1, uma vez que apenas se alterou a composição química e poderes caloríficos do combustível, mantendo-se inalterada a potência útil. Como o PCI da literatura é superior ao fornecido pelo laboratório do Centro para a Valorização de Resíduos, o rendimento de P1* terá de ser sempre inferior ao rendimento obtido para P1, como se observa na figura anterior. O rendimento térmico da caldeira no ensaio P1 oscila entre 80 e 90%, enquanto que no caso P1* varia entre 62 e 70%.

Na Tabela 8.3, apresenta-se o caudal mássico médio de combustível \dot{m}_{comb} , a potência média fornecida à caldeira \dot{Q}_{forn} , a potência média útil transferida para a água \dot{Q}_{util} , o rendimento térmico médio da caldeira $\bar{\eta}_t$, e o desvio padrão do rendimento $S_{\bar{\eta}_t}$, para todos os ensaios realizados.

Tabela 8. 3 – Rendimento térmico da caldeira nos ensaios realizados

Ensaio	\dot{m}_{comb} [kg/h]	\dot{Q}_{forn} [kW]	\dot{Q}_{util} [kW]	$\bar{\eta}_t$ [%]	$S_{\bar{\eta}_t}$ [%]
C5	3,65	18,04	13,28	73,59	2,38
C6	4,24	20,98	14,23	67,84	2,88
C2	4,32	21,36	15,93	74,55	2,37
C4	4,60	22,73	15,66	68,92	2,52
C1	4,69	23,21	17,94	77,27	2,17
C3	4,84	23,92	16,39	68,53	5,33
P1	4,90	19,60	16,53	84,35	2,39
P1*	4,90	25,17	16,53	65,69	1,86
V1	4,68	24,16	14,53	60,12	2,16
E2	4,38	20,79	14,70	70,71	3,86
E1	4,44	21,07	13,42	63,71	4,30

Como se pode verificar da análise da tabela anterior, os rendimentos médios encontram-se entre 60 e 85%, sendo tal o reflexo de um razoável desempenho térmico da caldeira. Verifica-se, logicamente, uma grande diferença entre os rendimentos para o ensaio usando briquetes de serrim de pinho baseado no PCI dado pelo laboratório do Centro para a Valorização de Resíduos (ensaio P1) e baseado no PCI da literatura (ensaio P1*). O rendimento obtido para o ensaio P1, igual a 84,35%, corresponde ao maior rendimento entre todos os ensaios, seguindo-se o rendimento do ensaio C1, igual a 77,27%. Uma vez que a diferença entre os dois maiores rendimentos ainda é significativa, os resultados obtidos pelo laboratório do Centro para a Valorização de Resíduos podem, de facto, não corresponder à realidade. O menor rendimento foi 60,12% obtido no ensaio usando briquetes de aparas de poda de videira (Ensaio V1). Relativamente ao desvio padrão do rendimento térmico, este é máximo no ensaio C3, seguido pelos ensaios E1 e E2, evidenciando uma maior variabilidade desta grandeza durante estes ensaios, como se pode comprovar analisando os gráficos anteriores (Figura 8.4 e 8.5). Salienta-se que, quanto maior o desvio padrão do rendimento, maior é o erro na aproximação das condições ao regime permanente.

Na Figura 8.6, apresentam-se os valores do rendimento térmico calculados para todos os ensaios em função do respetivo caudal mássico de alimentação, de forma a facilitar a interpretação da relação entre estas duas grandezas. Procura-se, deste modo, detetar alguma influência do tipo de combustível e do seu caudal mássico de alimentação no rendimento térmico da caldeira.

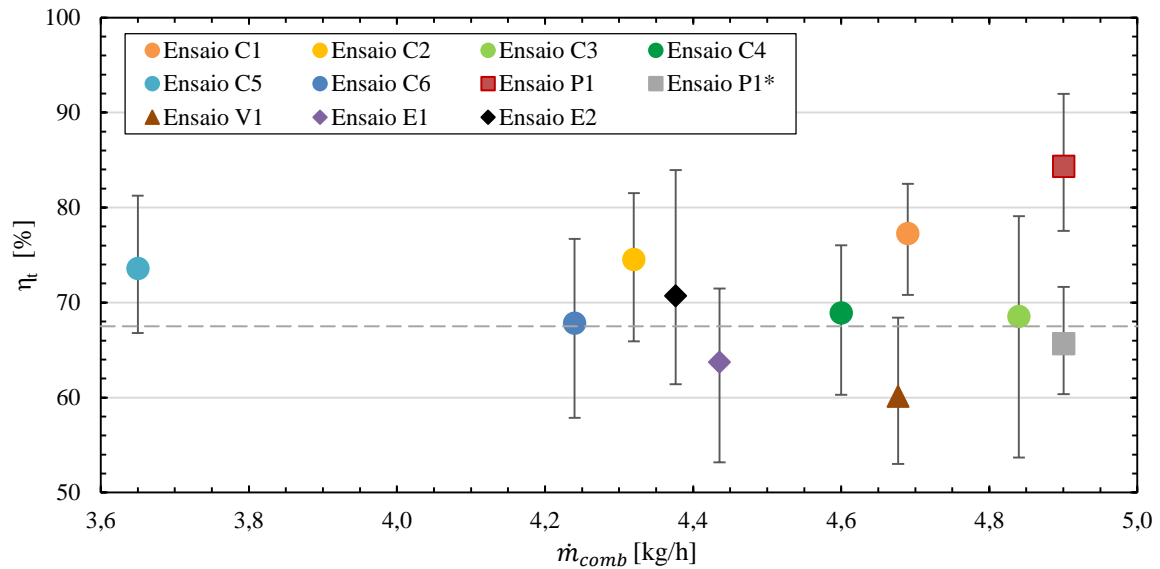


Figura 8. 6 – Rendimento térmico em função do tipo de combustível e do caudal mássico de alimentação.

Analisando o gráfico da figura anterior, verifica-se que não existe uma relação específica entre o caudal mássico de combustível e o rendimento térmico da caldeira, uma vez que nos ensaios utilizando o combustível comercial o rendimento oscila entre 68 e 77%, mas sem qualquer relação com o caudal mássico de alimentação. Deste modo, conclui-se que a caldeira tem um funcionamento aproximadamente constante e independente do caudal de alimentação.

A Norma Europeia EN 12809:2015 referente a caldeiras domésticas independentes que utilizam combustíveis sólidos com potência térmica nominal inferior ou igual a 50 kW impõe limites inferiores de rendimento térmico. Estes limites dependem da potência térmica nominal e do combustível de alimentação da caldeira. Para o presente caso, com uma caldeira de potência nominal de 24 kW, o rendimento mínimo estabelecido é, aproximadamente, 67,5%, estando representado a traço interrompido na Figura 8.6. Analisando a figura anterior, tendo em conta o rendimento médio ao longo do ensaio, verifica-se que os ensaios P1*, V1 e E1 não cumprem a norma referida. Por outro lado, todos os ensaios utilizando o combustível comercial cumprem o limite inferior estabelecido pela norma supramencionada.

Como referido anteriormente, foram calculadas as perdas térmicas dos gases de exaustão \dot{Q}_g , dos não queimados pela presença de monóxido de carbono nos gases de exaustão \dot{Q}_{CO} e as restantes perdas térmicas para fechar o balanço \dot{Q}_{outras} . Na Tabela 8.4 apresentam-se os valores médios para as perdas supramencionadas de cada ensaio.

Tabela 8. 4 – Análise das perdas térmicas dos ensaios realizados

Ensaio	\dot{Q}_{forn} [kW]	\dot{Q}_g [kW]	\dot{Q}_g [%]	\dot{Q}_{CO} [kW]	\dot{Q}_{CO} [%]	\dot{Q}_{outras} [kW]	\dot{Q}_{outras} [%]
C5	18,04	2,52	13,99	0,49	2,72	1,75	9,70
C6	20,98	2,77	13,19	0,26	1,26	3,72	17,71
C2	21,36	3,06	14,33	0,08	0,39	2,29	10,73
C4	22,73	2,86	12,59	0,07	0,31	4,13	18,17
C1	23,21	3,06	13,17	0,11	0,46	2,11	9,09
C3	23,92	3,17	13,25	0,07	0,29	4,29	17,93
PI	19,60	2,89	14,74	0,11	0,55	0,07	0,36
PI*	25,17	2,98	11,82	0,11	0,44	5,55	22,06
VI	24,16	2,64	10,92	0,40	1,65	6,60	27,31
E2	20,79	2,79	13,43	0,23	1,10	3,07	14,75
E1	21,07	3,13	14,86	0,18	0,83	4,34	20,60

As perdas térmicas nos gases de exaustão apresentam valores na gama entre os 11 e 15% da potência térmica fornecida, representando uma gama bastante estreita. Não se verifica nenhuma relação específica entre as perdas térmicas dos gases e o caudal mássico do combustível (potência fornecida à caldeira), uma vez que o valor das perdas é aproximadamente constante, independentemente do caudal mássico de alimentação.

Relativamente às perdas de não queimados, pela existência de monóxido de carbono nos gases de exaustão, este valor é máximo e igual a 2,72% da potência térmica fornecida no ensaio C5, correspondente ao ensaio com menor caudal mássico de alimentação. Nos restantes ensaios, estas perdas são bastante reduzidas, situando-se entre 0 e 1,65% da potência térmica fornecida.

Por outro lado, as outras perdas, onde se englobam perdas por radiação, convecção, condução e todas as outras não contabilizadas acima, representam, na maioria dos ensaios, uma parcela significativa. Para uma avaliação mais correta destas perdas, optou-se por apresentar, na Tabela 8.5, as temperaturas médias das superfícies da caldeira, monitorizadas com os termopares, e a temperatura ambiente para cada ensaio. No primeiro ensaio (C1) ainda não tinham sido colocados os termopares nas paredes da caldeira, pelo que não se apresentam estas temperaturas na Tabela 8.5.

Tabela 8. 5 – Temperatura ambiente e das superfícies da caldeira nos ensaios realizados

<i>Ensaio</i>	T_{amb} [°C]	T_{esq} [°C]	T_{sup} [°C]	T_{inf} [°C]	T_{dir} [°C]
<i>C5</i>	17,48	22,81	20,97	30,67	20,45
<i>C6</i>	20,38	22,56	23,32	29,61	24,96
<i>C2</i>	16,84	23,64	22,18	33,73	22,42
<i>C4</i>	17,07	19,46	23,00	31,78	20,24
<i>C1</i>	15,84	-	-	-	-
<i>C3</i>	17,39	20,40	21,62	33,28	20,66
<i>P1</i>	16,74	19,63	23,24	32,00	20,19
<i>V1</i>	17,78	22,09	20,68	28,01	20,46
<i>E2</i>	16,13	24,50	20,06	30,42	20,52
<i>E1</i>	18,73	22,67	21,75	30,48	20,80

Da análise da tabela anterior, verifica-se que os valores das temperaturas mais elevados encontram-se na superfície da porta inferior da caldeira, indo de encontro ao que se previu com a câmara termográfica, apresentado no Capítulo 5. Os valores desta temperatura encontram-se na gama entre 28 e 33 °C, não variando substancialmente de ensaio para ensaio. Relativamente às restantes superfícies da caldeira, as temperaturas encontram-se entre 19 e 25 °C. Assim, as perdas por radiação, convecção e condução não deverão variar muito entre os ensaios, visto que a temperatura das superfícies da caldeira foi sempre muito similar.

Partindo deste pressuposto, o resultado de 0,36%, apresentado na Tabela 8.4 para o ensaio P1, referente às outras perdas, não é muito credível, uma vez que é impossível não haver perdas de radiação e de convecção apenas para este ensaio, concluindo-se que, de facto, os valores do PCI e PCS dos briquetes de serrim de pinho obtidos pelo laboratório do Centro para a Valorização de Resíduos não estão corretos. Analisando ainda a Tabela 8.4, excluindo o ensaio P1, verifica-se que os valores das outras perdas variam de ensaio para ensaio, representando entre 9 e 27% da potência fornecida. Assim, neste conjunto de perdas, para além da radiação, convecção e condução, têm de existir outras perdas não consideradas que fazem variar este valor. A presença de material não queimado no final de cada ensaio, excessivo tempo com a porta aberta para alimentação da caldeira e distribuição heterogénea do combustível na câmara de combustão, levando a deficiente contacto entre combustível e comburente, podem ser alguns dos fatores que justifiquem a discrepância das outras perdas térmicas para os diferentes ensaios. Saliente-se que, sendo a caldeira em análise de alimentação manual, o desempenho está sempre condicionado por esta limitação construtiva.

8.1.2.2. Emissão de poluentes

Nesta secção apresentam-se os resultados referentes à higiene da combustão, analisando-se a influência do tipo de combustível e do caudal mássico de combustível na emissão de poluentes.

Antes de se analisarem estes resultados, importa referir que a temperatura média e a composição média dos gases de exaustão foram calculadas pela média aritmética dos valores registados em cada segundo, excluindo as alturas de abertura da porta da caldeira para alimentação. Para isso, foi necessário um tratamento em folha de cálculo dos dados obtidos pelo sistema de aquisição, de modo a excluirmos os valores anormais verificados nas alturas de alimentação manual da caldeira. A título de exemplo, na Figura 8.7, apresenta-se a evolução da temperatura dos gases de exaustão, da fração molar de oxigénio e de dióxido de carbono na corrente dos gases de exaustão para o ensaio C1. Nesta figura, apresentam-se ainda linhas verticais a traço interrompido, identificando as zonas que foram excluídas na determinação dos valores médios das variáveis acima enunciadas, sendo consequentemente zonas correspondentes aos períodos de alimentação da caldeira. A evolução da temperatura, assim como das frações molares de oxigénio e de dióxido de carbono, para os restantes ensaios, encontram-se no Anexo C.

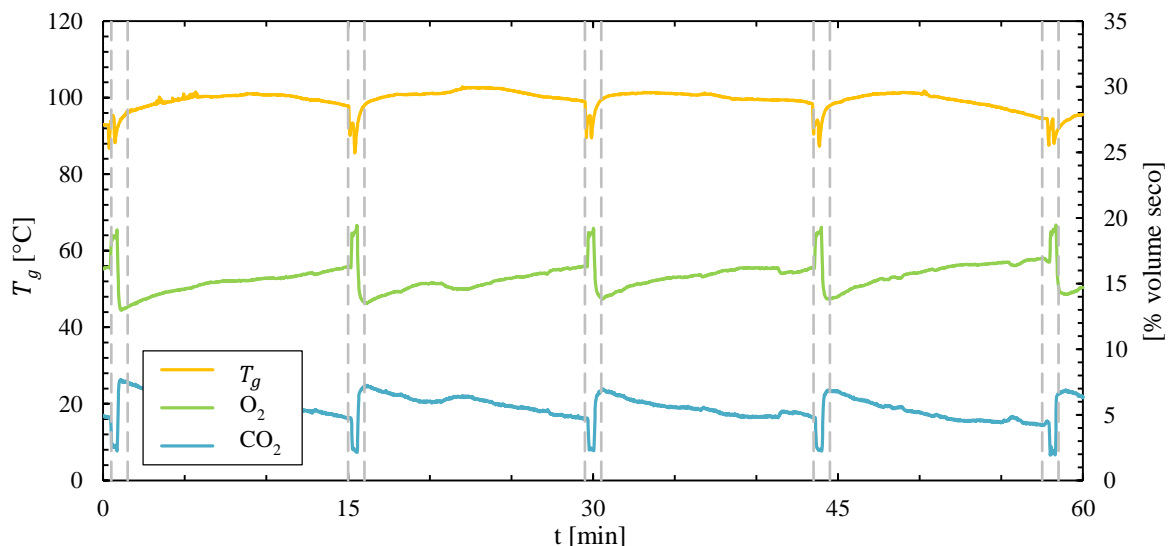


Figura 8. 7 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão, concentração de oxigénio e de dióxido de carbono durante o ensaio do desempenho térmico C1.

Analisando a figura anterior, verifica-se que, sempre que se alimentava a caldeira (de 15 em 15 minutos), a concentração do oxigénio aumentava, uma vez que a fornalha ficava exposta ao ar ambiente com 21% de oxigénio. Por sua vez, e pelas mesmas razões, a concentração de dióxido de carbono automaticamente diminuía. Naturalmente, a temperatura

dos gases de exaustão diminuía, provocando alterações na temperatura da água à saída da caldeira e, consequentemente, provocando flutuações no rendimento, como verificado nas Figuras 8.4 e 8.5 anteriormente discutidas. Por outro lado, também a concentração de CO aumentava, aquando a alimentação da caldeira, uma vez que entrava ar frio em grande quantidade para a fornalha, provocando o congelamento da reação de combustão e, consequentemente, o aumento da emissão do poluente em questão.

Nas Figuras 8.8 e 8.9 apresenta-se a evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o regime permanente, igualmente para uma base de tempo de 60 minutos.

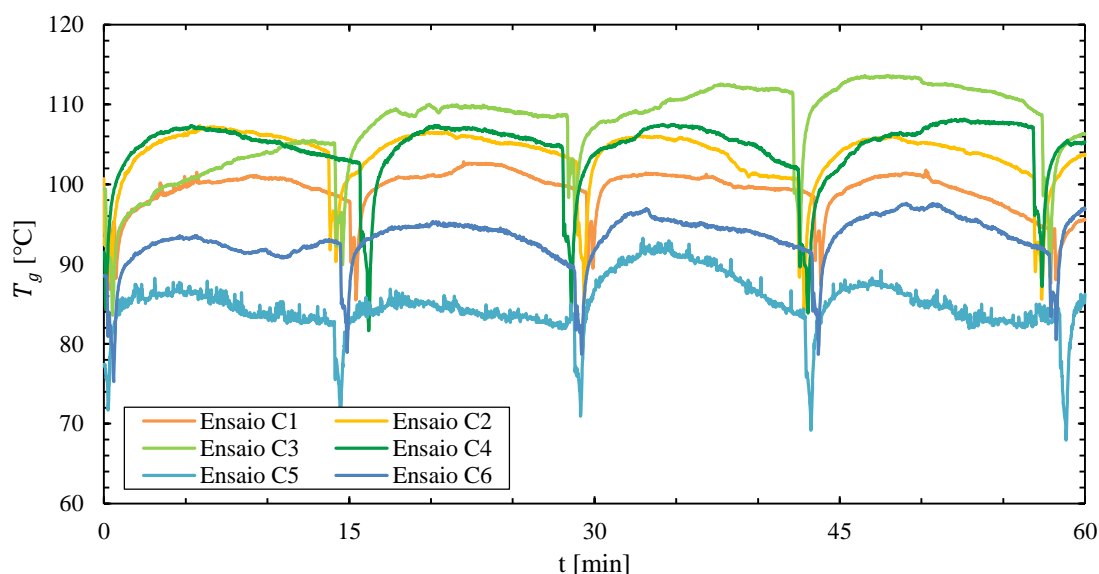


Figura 8. 8 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o ensaio do desempenho térmico (primeira parte).

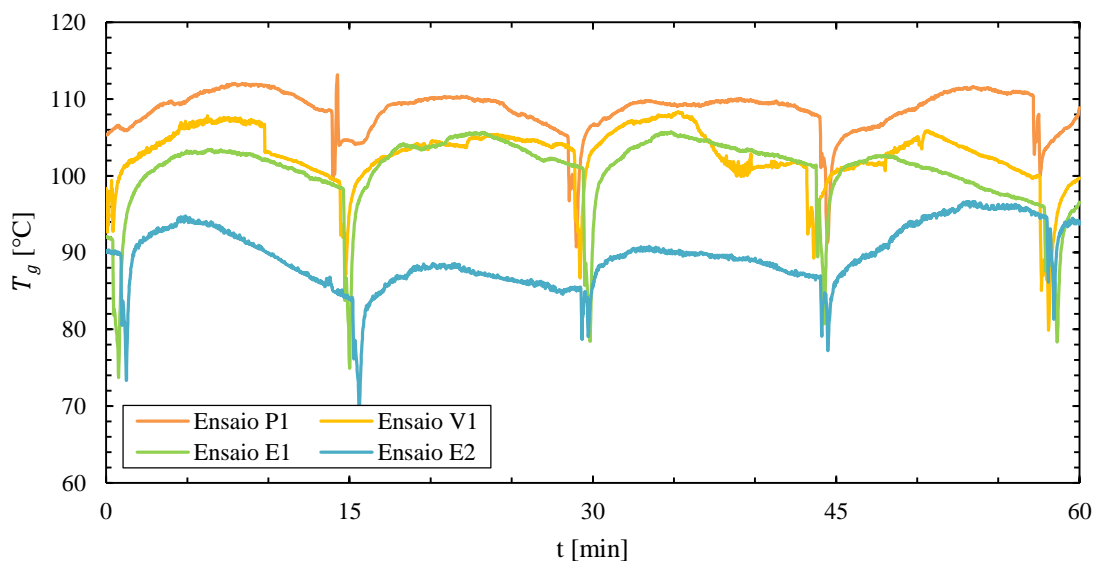


Figura 8. 9 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o ensaio do desempenho térmico (segunda parte).

Analisando as figuras anteriores, é possível constatar a presença das flutuações de temperatura para todos os ensaios, provocadas pela abertura da porta da caldeira, como explicado anteriormente. Observando os gráficos, conclui-se que as temperaturas dos gases de exaustão encontram-se na gama entre 70 a 110 °C. Durante cada ensaio, a temperatura oscila em, aproximadamente, 10 °C.

A Figura 8.10 representa a temperatura média dos gases de exaustão em função do caudal mássico de combustível, para os ensaios realizados com os briquetes comerciais. Para avaliar com maior clareza a influência do caudal mássico de alimentação na temperatura dos gases de exaustão, optou-se por dividir os ensaios em três grupos: ensaio com caudal reduzido (ensaio C5), ensaios com caudal médio (ensaios C2 e C6) e ensaios com caudal elevado (ensaios C1, C3 e C4). Os pontos coloridos dizem respeito aos valores dos ensaios efetuados, enquanto os pontos a cinzento são os valores médios para as três divisões do caudal.

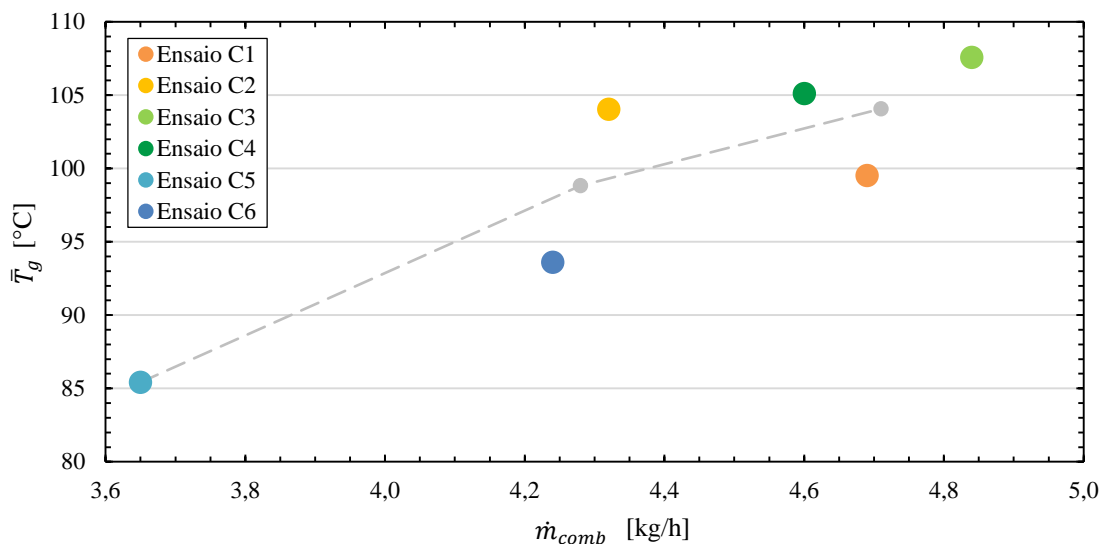


Figura 8. 10 – Temperatura dos gases de exaustão em função do caudal mássico de combustível.

No gráfico anterior, verifica-se que o aumento do caudal mássico é acompanhado por um aumento da temperatura dos gases de exaustão, sendo explicado pela diminuição do excesso de ar, como se verá adiante.

Na Tabela 8.6 apresenta-se a composição dos gases de exaustão, na base seca $x_s(i)$, proveniente dos analisadores, acompanhada do valor médio da temperatura dos gases de exaustão \bar{T}_g , para cada ensaio. Não se optou pela apresentação dos resultados P1*, uma vez que são iguais aos do ensaio P1, alterando ligeiramente no excesso de ar, igual a 236,50% no ensaio P1*. Como referido anteriormente, não foi possível ter o analisador de óxidos de azoto sempre operacional. Nos ensaios C1 e C2 não foi possível medir as emissões de óxidos de azoto e nos

ensaios C3, C4, P1 e V1 o analisador ainda não estava conectado com o sistema de aquisição de dados do computador, não sendo possível registar os valores automaticamente para cada segundo. Nestes ensaios, registaram-se os valores dos óxidos de azoto nos períodos de alimentação da caldeira, de 15 em 15 minutos. No ensaio C4, o analisador de oxigénio apresentou um problema técnico, pelo que o seu valor foi calculado a partir da fração molar de dióxido de carbono através da equação 8.1:

$$x_s(O_2) = \left(1 - \frac{x_s(CO_2)}{x_t(CO_2)}\right) \cdot 21 \quad (8.1)$$

onde $x_t(CO_2)$ é o valor da fração molar teórica de dióxido de carbono calculada recorrendo aos coeficientes da equação estequiométrica para o caso dos briquetes comerciais.

Tabela 8. 6 – Composição dos gases de combustão dos ensaios realizados

Ensaio	\bar{T}_g [°C]	$x_s(O_2)$ [%]	$x_s(CO_2)$ [%]	$x_s(CO)$ [ppm]	$x_s(NO)$ [ppm]	$x_s(NO_2)$ [ppm]	e [%]
C5	85,42	16,81	4,36	1615,69	181,54	54,94	385,97
C6	93,60	16,08	5,07	868,86	178,76	30,83	318,26
C2	104,05	15,60	3,99	297,80	-	-	283,30
C4	105,11	14,64	5,84	280,04	286,50	39,12	225,55
C1	99,52	15,33	5,65	367,78	-	-	264,93
C3	107,58	14,86	5,29	245,90	307,30	36,13	237,56
P1	108,73	14,79	6,34	423,87	200,73	19,63	233,60
V1	103,15	15,60	5,63	1659,03	123,11	21,14	282,44
E2	89,90	16,04	5,17	789,06	42,50	15,44	312,79
E1	101,51	16,04	5,31	594,72	39,72	13,42	313,21

Influência do oxigénio e excesso de ar

Na Figura 8.11, apresenta-se a evolução do excesso de ar em função da concentração de oxigénio dos gases de exaustão. A curva cinzenta a traço interrompido foi obtida recorrendo à equação 8.2, obtendo um valor aproximado do excesso de ar, dependendo apenas da fração molar de oxigénio obtida diretamente pelo analisador.

$$e = \frac{x_s(O_2)}{21 - x_s(O_2)} \cdot 100 \quad (8.2)$$

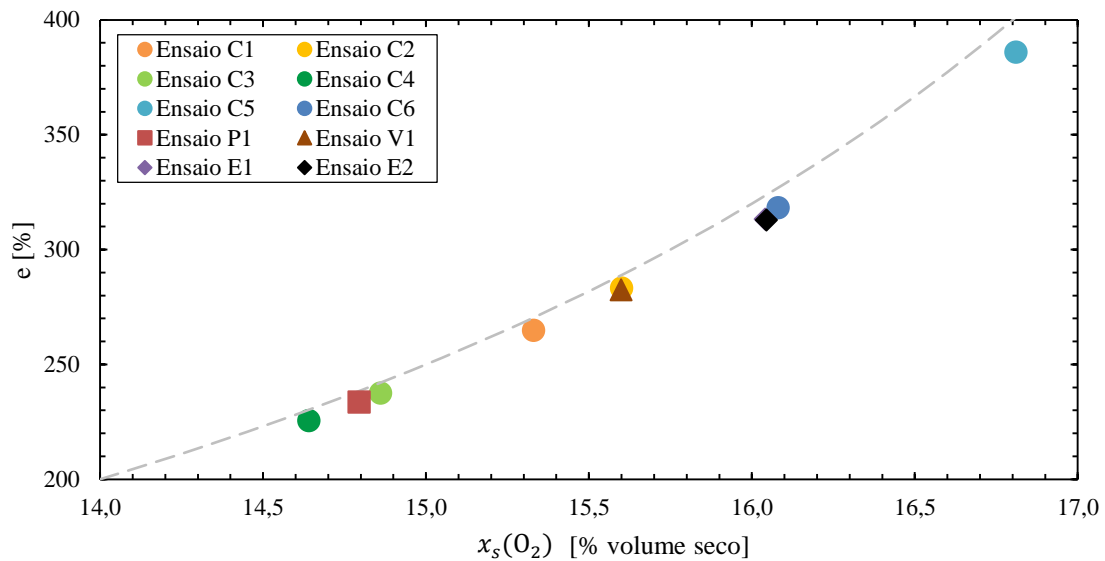


Figura 8. 11 – Excesso de ar em função da concentração de oxigénio.

Na Figura 8.11, verifica-se que quanto maior o teor de oxigénio nos gases de exaustão, logicamente, maior é o excesso de ar da combustão. Por outro lado, os valores do excesso calculados recorrendo aos coeficientes da equação real de combustão (pontos coloridos) encontram-se bastante próximos da curva a traço interrompido, concluindo-se que a equação 8.2 fornece resultados bastante próximos dos reais.

A Figura 8.12 representa o excesso de ar em função do caudal mássico de combustível, para os ensaios realizados com os briquetes comerciais.

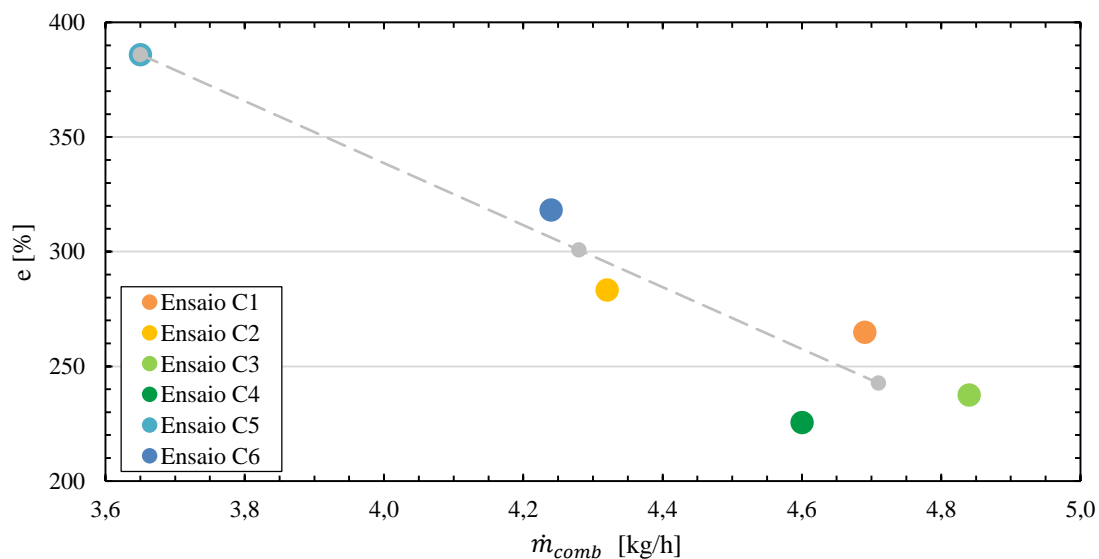


Figura 8. 12 – Excesso de ar em função do caudal mássico de combustível.

No gráfico da Figura 8.12, verifica-se que, um aumento do caudal mássico dos briquetes levou a uma diminuição do excesso de ar na combustão, diminuindo consequentemente a

concentração de oxigénio nos gases de exaustão e aumentando a temperatura dos gases de combustão. Este comportamento explica-se devido ao facto do aumento do caudal mássico de combustível não ser acompanhado pelo aumento do caudal de ar de alimentação, uma vez que a caldeira não faz um ajustamento automático do caudal de ar em função do caudal de combustível a ser queimado. Enquanto a caldeira não atinge a temperatura máxima de saída da água estabelecida no sistema de controlo da caldeira, neste caso 80 °C, o ventilador de extração de gases funciona a uma velocidade constante, independentemente do caudal mássico de combustível. À medida que se aumenta este caudal, necessita-se de uma maior quantidade de ar disponível para a combustão e, como isto não acontece, o teor de oxigénio diminui.

Higiene da combustão

Por uma questão de ser possível comparar os valores das emissões dos poluentes, para os vários ensaios, foi necessário corrigir os valores das frações molares para uma base comum, com um teor de oxigénio de referência de 13%, padrão imposto pela Norma Europeia EN 14785:2008 referente a aparelhos domésticos para aquecimento ambiente que utilizam granulados de madeira. Na presente secção apresentam-se as evoluções da concentração de monóxido de carbono, Figuras 8.13 e 8.14, de óxido nítrico, Figura 8.15, e de dióxido de azoto, Figura 8.16, ao longo do regime permanente para os ensaios efetuados, para um teor de oxigénio de 13%. Salienta-se que apenas foi possível monitorizar a concentração de óxidos de azoto nos ensaios C5, C6, E1 e E2.

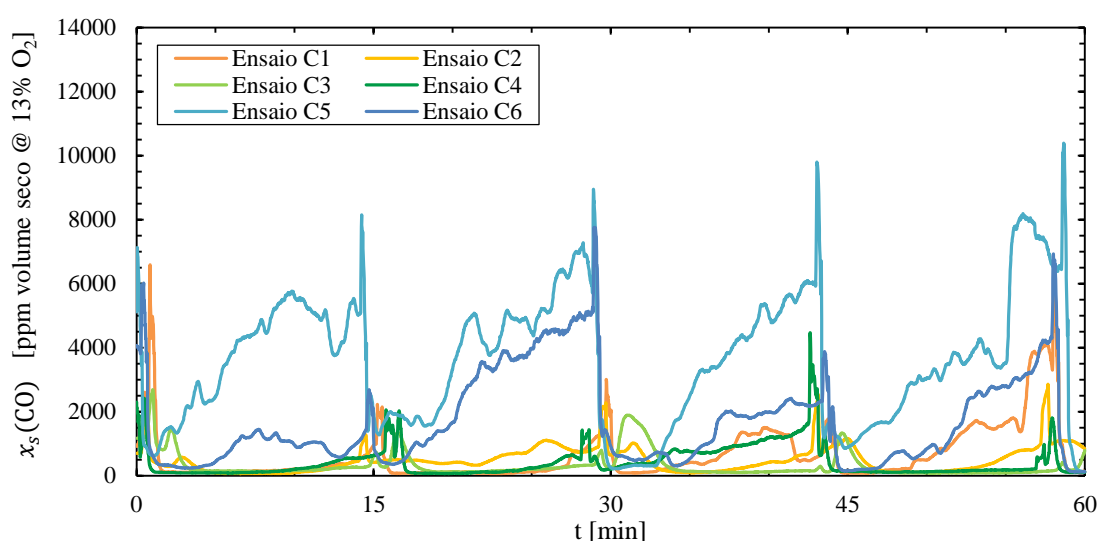


Figura 8. 13 – Evolução da concentração de monóxido de carbono durante o ensaio do desempenho térmico (primeira parte).

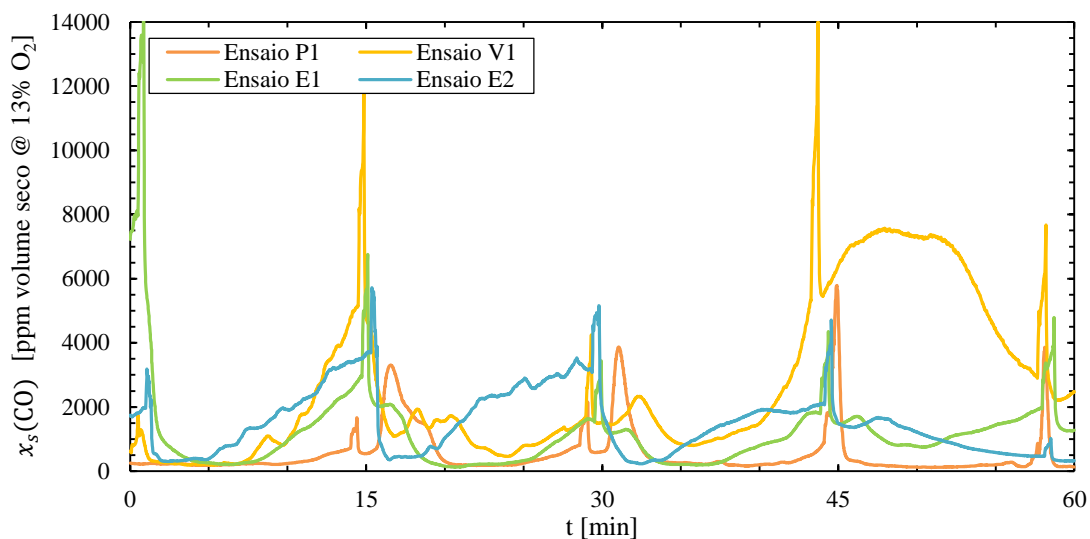


Figura 8. 14 – Evolução da concentração de monóxido de carbono durante o ensaio do desempenho térmico (segunda parte).

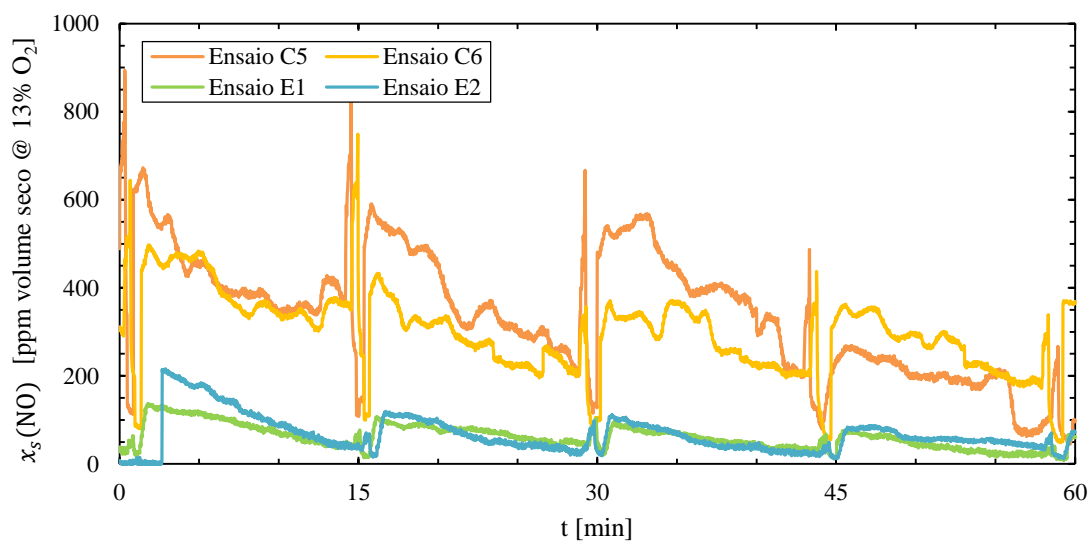


Figura 8. 15 – Evolução da concentração de óxido nítrico durante o ensaio do desempenho térmico.

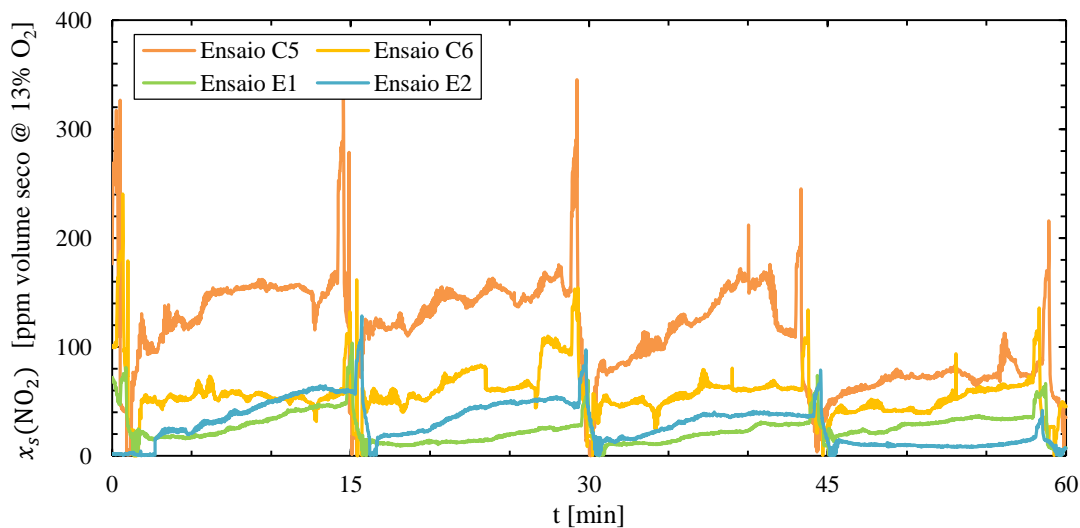


Figura 8. 16 – Evolução da concentração de dióxido de azoto durante o ensaio do desempenho térmico.

Nas figuras acima, como se apresenta a fração molar de poluentes na base de referência de 13% de oxigénio, naturalmente que nas zonas de alimentação, como o teor de oxigénio se aproxima de 21%, ocorre uma subida brusca do valor dos poluentes.

Na Tabela 8.7 apresentam-se os valores médios das frações molares dos poluentes corrigidos, na base de referência de 13% de oxigénio, tendo sido calculados excluindo as zonas de alimentação da caldeira.

Tabela 8. 7 – Emissão de poluentes na base de referência dos ensaios realizados

<i>Ensaio</i>	$x_s(O_2)$ [%]	$x_s(CO_2)_c$ [%]	$x_s(CO)_c$ [ppm]	$x_s(NO)_c$ [ppm]	$x_s(NO_2)_c$ [ppm]
<i>C5</i>	16,81	8,31	3081,85	346,28	104,79
<i>C6</i>	16,08	8,25	1412,97	290,70	50,14
<i>C2</i>	15,60	5,91	441,36	-	-
<i>C4</i>	14,64	7,34	352,06	360,18	49,18
<i>C1</i>	15,33	7,98	519,13	-	-
<i>C3</i>	14,86	6,89	320,48	400,52	47,10
<i>P1</i>	14,79	8,17	546,46	258,79	25,31
<i>V1</i>	15,60	8,33	2457,47	182,35	31,32
<i>E2</i>	16,04	8,35	1273,82	68,60	24,93
<i>E1</i>	16,04	8,57	959,37	64,08	21,65

A Figura 8.17 apresenta a influência do tipo de combustível nas emissões de dióxido de carbono. Para o caso do combustível comercial, dividiram-se as emissões consoante o caudal mássico em três grupos: carga reduzida, carga média e carga elevada. Analisando a figura, verifica-se uma grande semelhança nas emissões dos quatro tipos de combustível.

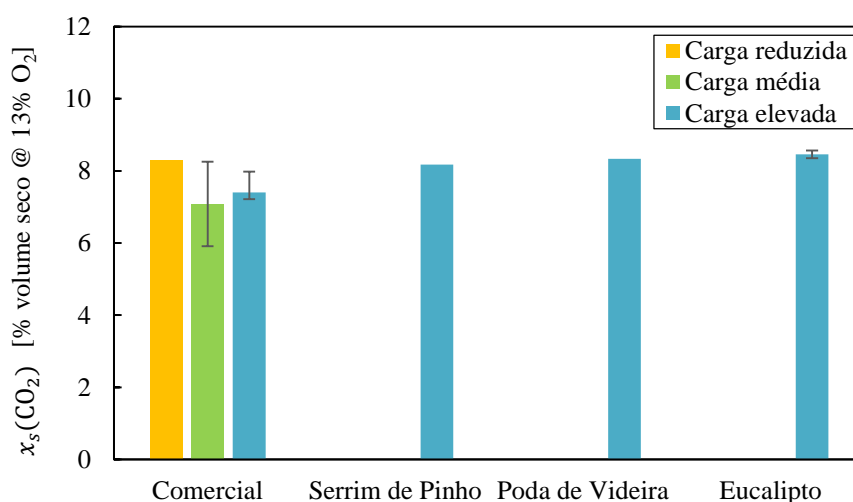


Figura 8. 17 – Emissões de dióxido de carbono para os combustíveis utilizados.

Na Figura 8.18 apresentam-se as médias das emissões de monóxido de carbono para os diversos tipos de combustível, dividindo igualmente, os ensaios do combustível comercial em três grupos consoante o caudal mássico de alimentação.

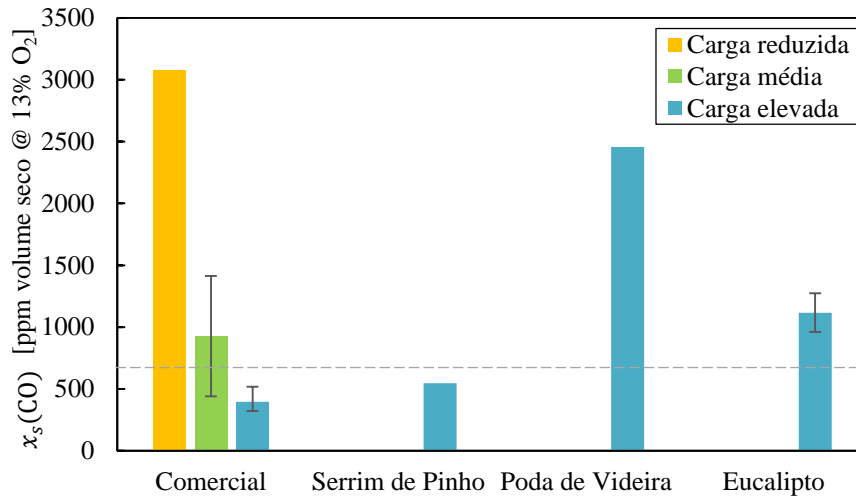


Figura 8. 18 – Emissões de monóxido de carbono para os combustíveis utilizados.

Tal como referido na Secção 3.2.2, a formação de monóxido de carbono é devida a diversos fatores, nomeadamente tempo de residência na câmara de combustão limitado, fraca mistura entre combustível e o comburente ou excesso de ar inadequado, quer demasiado reduzido, quer demasiado elevado, o que provoca uma diminuição da temperatura de combustão (Johansson *et al.*, 2004; Roy *et al.*, 2013). Assim, as elevadas emissões de CO podem estar relacionadas com algum destes fatores ou uma combinação entre eles.

Analisando o gráfico anterior, verifica-se, para o caso dos ensaios com os briquetes comerciais, uma diminuição das emissões de monóxido de carbono com o aumento do caudal mássico de combustível. A diminuição do caudal mássico provoca um aumento do excesso de ar, proporcionando baixas temperaturas de combustão, levando, consequentemente, a uma elevada formação de CO. Como o ensaio C5 teve o menor caudal mássico de combustível, foi aquele que apresentou maiores emissões deste poluente, resultando na maior parcela das perdas de não queimados, como discutido na análise da Tabela 8.4.

A influência do tipo de combustível é avaliada para os ensaios com carga elevada. Consta-se que o tipo de combustível influencia as emissões de monóxido de carbono, sendo os briquetes comerciais os que apresentam menores emissões e os briquetes produzidos a partir de poda de videira os que têm maiores emissões deste poluente.

A Norma Europeia EN 14785:2008 estabelece limites das emissões de monóxido de carbono, impondo o limite de 600 ppm (13% O₂), estando este limite apresentado na Figura 8.18 a traço interrompido. Para o caso da carga elevada, os briquetes comerciais e os briquetes

de serrim de pinho verificam a condições, apresentando uma emissão deste poluente de 397 e 546 ppm, respetivamente. Os restantes dois combustíveis não cumprem o limite máximo imposto, sendo que, no caso dos briquetes de aparas de poda de videira, as emissões de CO são 4 vezes superiores ao limite máximo. Para o caso da carga reduzida e da carga média nos ensaios com os briquetes comerciais, em nenhum caso foi cumprido o limite máximo, sendo que as emissões de CO para o caso da carga reduzida são cerca de 5 vezes superiores ao limite estabelecido. No entanto, segundo a nova norma EN 12809:2015, a concentração média de CO nos produtos de combustão, calculada com base em 13% de oxigénio, deve ser inferior ou igual ao valor declarado pelo fabricante e não deve ser superior a 1,0% (10.000 ppm). Uma vez que não se conhece o valor de referência do fornecedor, será apenas avaliado o limite estabelecido de 1,0%. Claramente se conclui que a nova norma é menos exigente do que a antiga e, observando a Figura 8.18, verifica-se que todos os ensaios cumprem este requisito.

As Figuras 8.19 e 8.20 ilustram a influência do tipo de briquetes nas emissões de monóxido de azoto e dióxido de azoto, respetivamente.

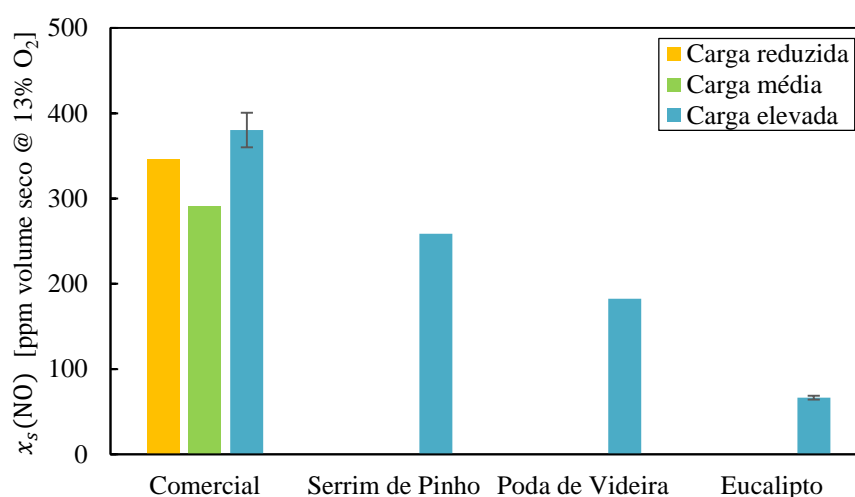


Figura 8. 19 – Emissões de óxido nítrico para os combustíveis utilizados.

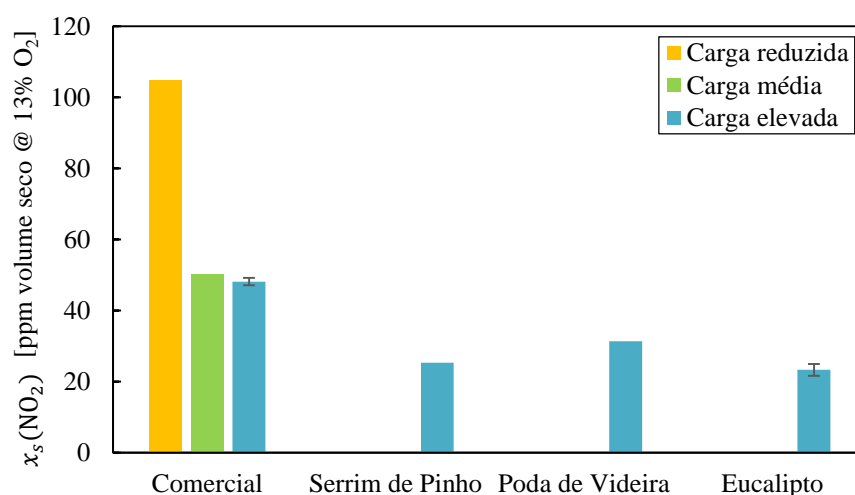


Figura 8. 20 – Emissões de dióxido de azoto para os combustíveis utilizados.

A formação de NO durante o processo de combustão é devida a três mecanismos, como descrito na Secção 3.2.2, originando-se o NO-térmico, o NO-combustível e o NO-imediato. Para que ocorra a formação de NO por via térmica, são necessárias temperaturas de combustão na ordem dos 1300 °C, o que não acontece em caldeiras domésticas, pelo que este mecanismo não é o principal contributo nas emissões de NO (Pinho, 2011; Roy *et al.*, 2013).

Analizando as Figuras 8.19 e 8.20, verifica-se que os ensaios usando os briquetes comerciais são os que correspondem às maiores emissões de NO e os ensaios com lenha de eucalipto são os que correspondem às menores emissões deste poluente. Voltando a consultar a Tabela 4.2, observa-se que, de facto, os briquetes comerciais são o tipo de combustível que apresenta maior teor de azoto na sua composição (3,30%) e a lenha de eucalipto o que apresenta menor teor deste elemento (0,2%). Deste modo, conclui-se que as emissões de NO, no caso dos ensaios em caldeiras domésticas, são consequência do conteúdo de azoto presente no próprio combustível (mecanismo NO-combustível). Ainda relativamente a este poluente, comparando as emissões dos ensaios usando os briquetes comerciais para os diferentes caudais mássicos, verifica-se que o NO é praticamente independente do caudal de alimentação. Relativamente às emissões de NO₂, verifica-se que também os ensaios com o combustível comercial são os que apresentam maiores emissões deste poluente, assumindo um valor bastante superior para o caso do menor caudal de alimentação.

Influência da concentração de O₂ nas emissões

A Figura 8.21 representa a influência da concentração de oxigénio nos gases de exaustão nas emissões de monóxido de carbono, para os diversos combustíveis.

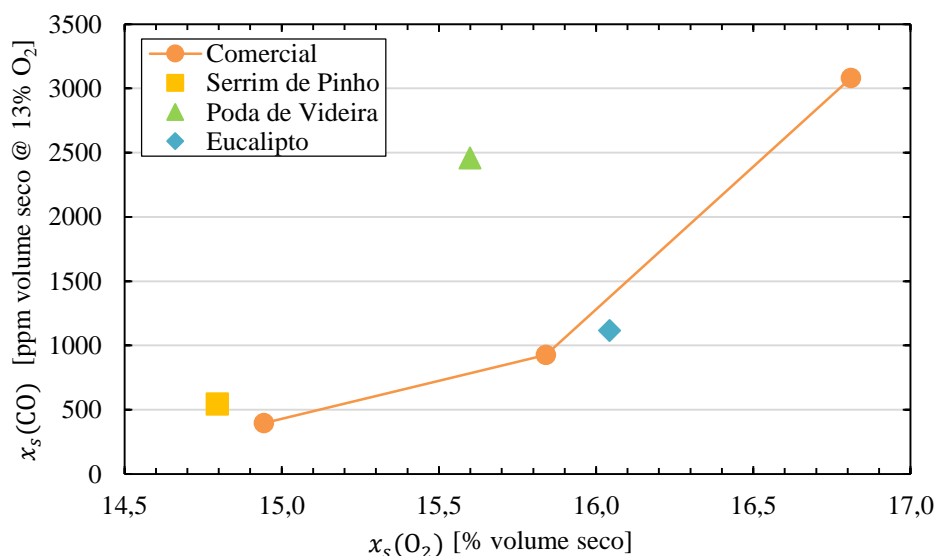


Figura 8. 21 – Emissões de monóxido de carbono em função da concentração de oxigénio.

Analisando a figura anterior, no caso dos ensaios com briquetes comerciais, verifica-se um aumento das emissões de CO em função do aumento da concentração de oxigénio, o que é acompanhado pela diminuição do caudal e pela diminuição da temperatura dos gases de exaustão, tal como foi referido anteriormente durante a análise da Figura 8.18.

Na Figura 8.22, apresenta-se a influência da concentração de oxigénio nos gases de exaustão nas emissões de óxidos de azoto, para os diversos combustíveis.

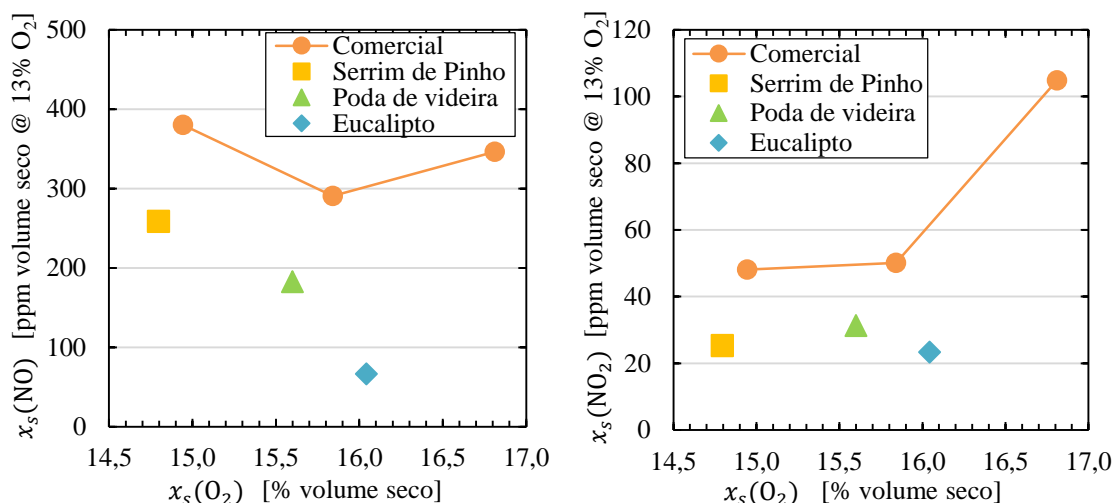


Figura 8. 22 – Emissões de óxidos de azoto em função da concentração de oxigénio.

Em relação às emissões de NO verifica-se que estas não são muito dependentes da concentração de oxigénio, visto que, no caso dos ensaios efetuados com os briquetes comerciais, as emissões são muito semelhantes. Por outro lado, verifica-se um valor bastante elevado das emissões de NO_2 para um elevado valor de oxigénio, correspondente ao menor valor do caudal de combustível mássico dos ensaios com os briquetes comerciais.

8.1.2.3. Temperatura adiabática de chama

Nesta secção, é realizada uma comparação entre a temperatura da chama medida pelo termopar e as temperaturas calculas através das equações 7.54 e 7.55, temperatura adiabática de chama real e estequiométrica, respetivamente. Salienta-se que a temperatura da chama é uma temperatura medida experimentalmente pelo termopar colocado na zona de combustão. Observando a Figura 8.23, a localização do termopar é crucial, uma vez que as temperaturas não são uniformes em toda a chama, isto é, se o termopar, no decorrer do ensaio, se deslocar para uma periferia da chama, consequentemente, ocorre uma diminuição da temperatura lida através do mesmo. Deste modo, antes de cada ensaio era ajustada a posição do termopar para uma localização aproximada no centro da chama. Uma vez iniciado o ensaio, deixava de existir acesso ao local do termopar, sendo impossível verificar o seu posicionamento.

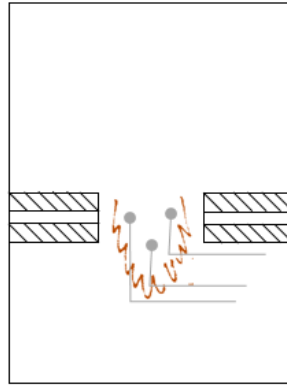


Figura 8. 23 – Posicionamento do termopar para medição da temperatura da chama.

Nas Figuras 8.24 e 8.25 apresenta-se a evolução da temperatura da chama medida pelo termopar durante o regime permanente, para uma base de tempo de 60 minutos.

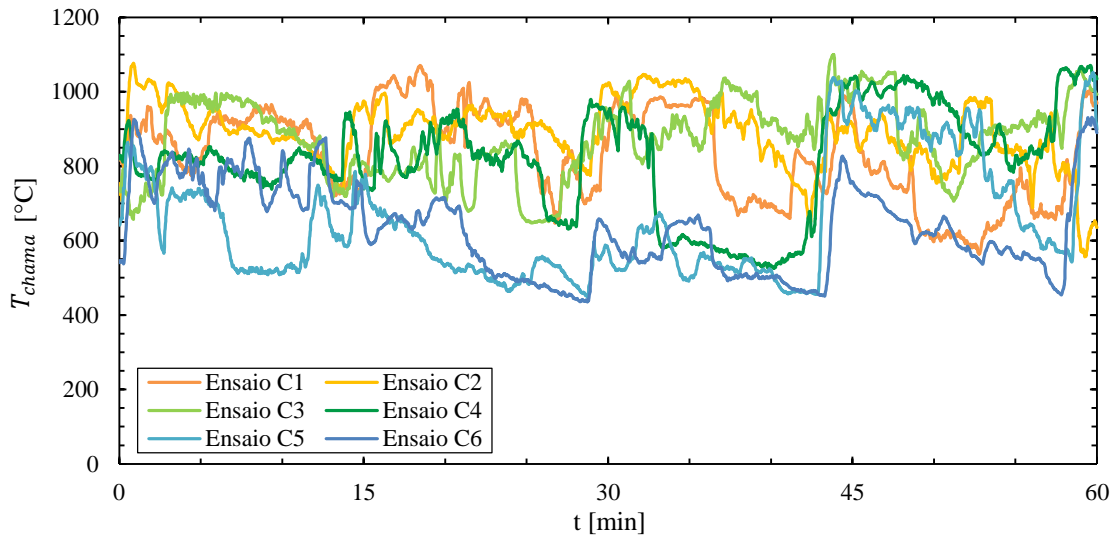


Figura 8. 24 – Evolução da temperatura da chama durante o ensaio do desempenho térmico (primeira parte).

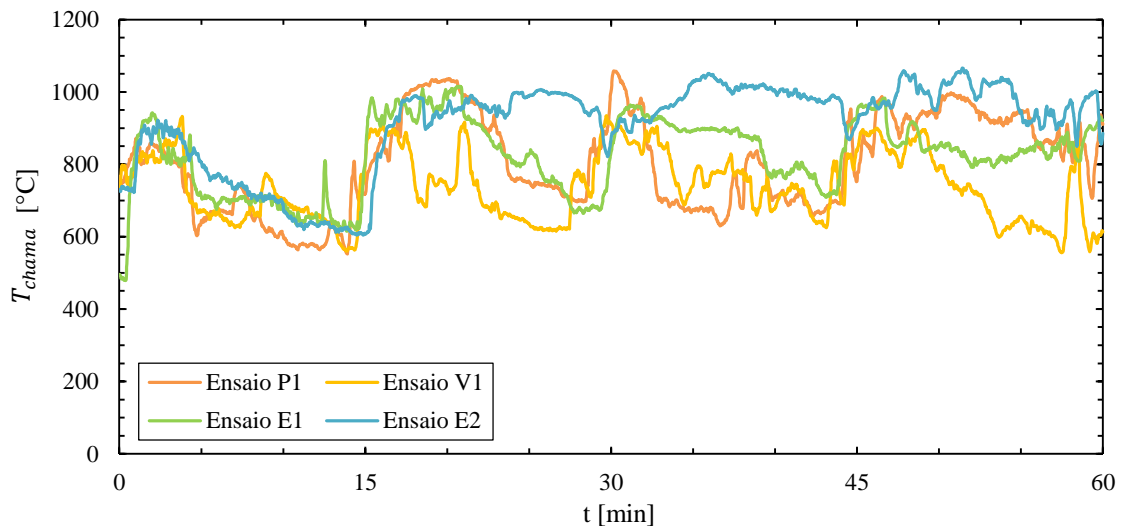


Figura 8. 25 – Evolução da temperatura da chama durante o ensaio do desempenho térmico (segunda parte).

Com base nas figuras anteriores, verifica-se que existem grandes variações da temperatura da chama durante o intervalo de tempo considerado de regime permanente. As oscilações são explicadas face à aleatoriedade das condições de combustão, fazendo com que este processo não ocorra sempre, por exemplo, com o mesmo excesso de ar no local onde foi colocado o termopar. Por outro lado, ao longo do ensaio o termopar pode, eventualmente, ser deslocado devido à corrente de gases, levando a uma alteração da temperatura medida, deixando de ser representativa a sua medição.

Para a comparação da temperatura da chama medida pelo termopar com a temperatura adiabática de chama, foi necessário obter uma temperatura média durante o período considerado de regime permanente. Assim, para a obtenção da temperatura média da chama procedeu-se de modo idêntico ao seguido na obtenção da composição média e da temperatura média dos gases de exaustão, excluindo as alturas de abertura da porta da caldeira para alimentação. De notar que, como esta temperatura apresenta várias oscilações, retirar os valores quando a porta superior da caldeira estava aberta, pouco interfere no resultado. Apenas se optou por este procedimento por uma razão de coerência perante os valores das grandezas calculadas anteriormente. Na Tabela 8.8 apresenta-se o excesso de ar e , a temperatura adiabática estequiométrica $T_{AC,est}$ e real T_{AC} e a temperatura média da chama medida com o termopar \bar{T}_{chama} , para cada ensaio.

Tabela 8. 8 – Temperatura média da chama e temperaturas adiabáticas de chama estequiométrica e real

<i>Ensaio</i>	<i>e</i> [%]	$T_{AC,est}$ [°C]	T_{AC} [°C]	\bar{T}_{chama} [°C]
<i>C5</i>	385,97	1836	535,4	660,7
<i>C6</i>	318,26	1836	611,3	633,6
<i>C2</i>	283,30	1833	654,9	890,9
<i>C4</i>	225,55	1834	752,1	818,4
<i>C1</i>	264,93	1841	685,6	833,7
<i>C3</i>	237,56	1836	730,9	875,1
<i>P1</i>	233,60	1619	654,5	805,1
<i>P1*</i>	236,50	2030	815,5	805,1
<i>V1</i>	282,44	2246	840,0	737,9
<i>E2</i>	312,79	1828	621,4	917,9
<i>E1</i>	313,21	1831	623,7	827,6

Tal como já referido no Capítulo 7, a temperatura adiabática de chama estequiométrica é calculada para condições estequiométricas, não interferindo o excesso de ar no seu cálculo. Analisando a tabela anterior, conclui-se que a temperatura adiabática de chama estequiométrica é aproximadamente constante, para cada tipo de combustível, independentemente das condições do ensaio. Esta temperatura é máxima no ensaio V1, sendo igual a 2246 °C, seguindo-se o ensaio P1*, igual a 2030 °C. Os poderes caloríficos dos briquetes produzidos a partir de aparas de poda de videira (ensaio V1) e dos briquetes de serrim de pinho referentes aos valores da literatura (ensaio P1*) são os mais elevados dos combustíveis sólidos utilizados, justificando, portanto, os valores elevados obtidos para a temperatura adiabática de chama estequiométrica.

Por outro lado, a temperatura adiabática de chama real é calculada através dos coeficientes da equação de combustão real, sendo dependente do excesso de ar calculado anteriormente e, como tal, apresenta variações nos ensaios realizados com o mesmo tipo de combustível. Para uma melhor análise da temperatura adiabática de chama real e da temperatura da chama medida pelo termopar, considerou-se relevante apresentar graficamente a influência do excesso de ar nas mesmas. Por uma questão de apresentação e interpretação dos dados, optou-se por fazer esta análise apenas para os ensaios utilizando o combustível comercial, para que a tendência apresentada fosse unicamente em função do excesso, não dependendo do comportamento de cada combustível. Na Figura 8.26, apresenta-se a evolução da temperatura adiabática de chama real calculada através da equação 7.54 em função do excesso de ar, para os ensaios C1 a C6.

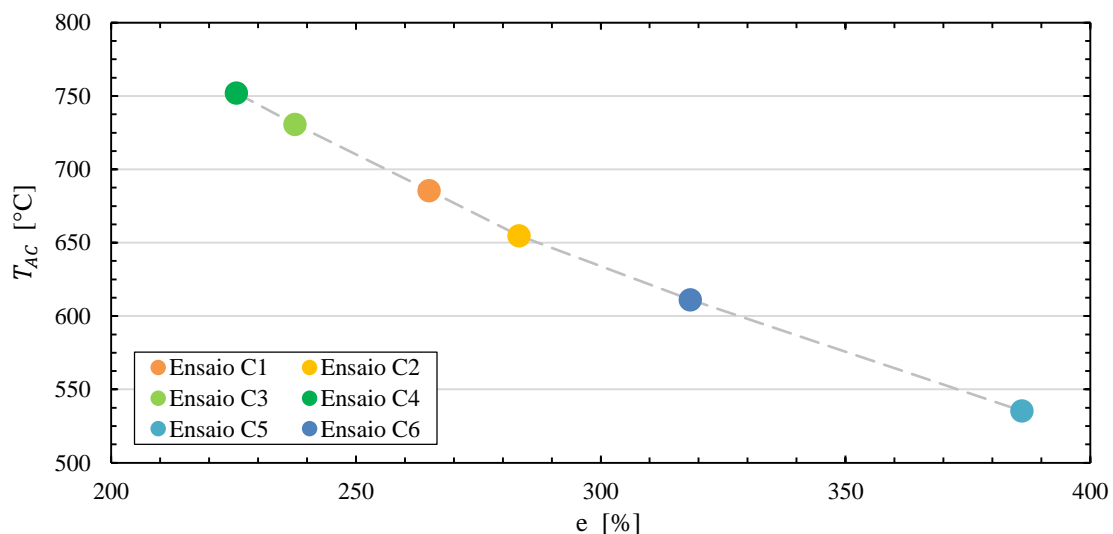


Figura 8. 26 – Temperatura adiabática de chama real em função do excesso de ar.

Na figura anterior, verifica-se o esperado teoricamente: o aumento do excesso de ar provoca uma diminuição da temperatura adiabática de chama. Este gráfico está de acordo com a Figura 3.3 do Capítulo 3, onde, para excessos de ar demasiado elevados, ocorre a transição da zona ótima de combustão para a zona de combustão a baixa temperatura.

Na Figura 8.27, apresenta-se a evolução da temperatura média da chama registada pelo termopar em função do excesso de ar da combustão, para os ensaios realizados com os briquetes comerciais. Os pontos coloridos dizem respeito aos valores dos ensaios efetuados, enquanto os pontos a cinzento são os valores médios para três valores de caudal: caudal reduzido (ensaio C5), caudal médio (ensaios C2 e C6) e caudal elevado (ensaios C1, C3 e C4).

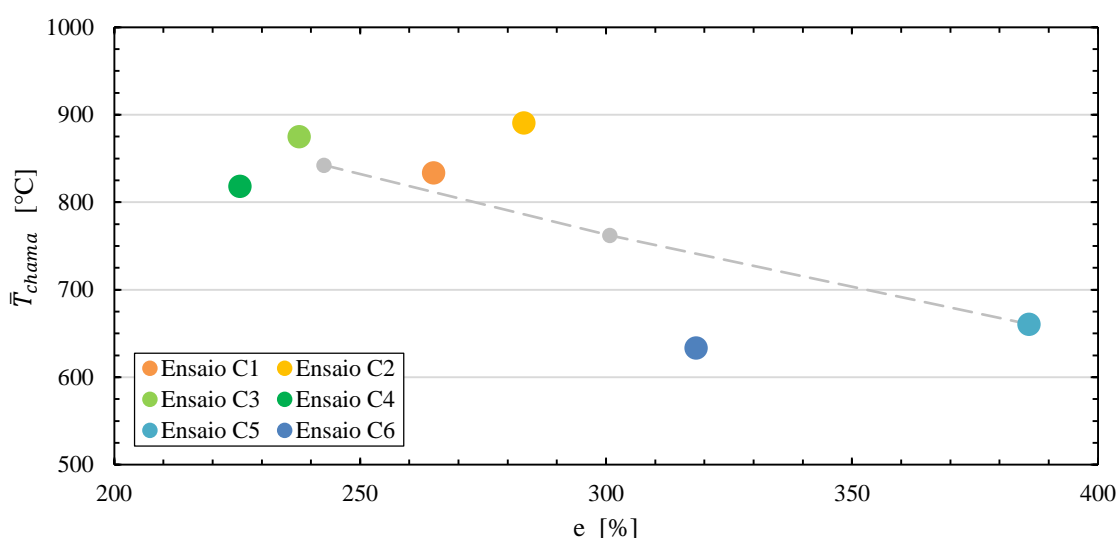


Figura 8. 27 – Temperatura média da chama em função do excesso de ar.

Verifica-se uma tendência decrescente da temperatura da chama com o aumento do excesso de ar. Este comportamento não é tão linear como o da Figura 8.26, uma vez que no caso anterior analisou-se uma temperatura obtida através de um cálculo teórico e, neste caso, é uma temperatura medida experimentalmente ao longo do ensaio. Para o caudal médio verifica-se uma elevada discrepância dos resultados, podendo tal ser explicado pelo deslocamento indevido do termopar durante um ou ambos os ensaios.

Falta ainda comparar as três temperaturas apresentadas na Tabela 8.8. Para tal, apresenta-se, na Figura 8.28, a evolução da temperatura da chama medida pelo termopar durante o ensaio C1, para uma base de tempo de 60 minutos, acompanhada da temperatura média da chama, da temperatura adiabática de chama real e de chama estequiométrica, para este ensaio.

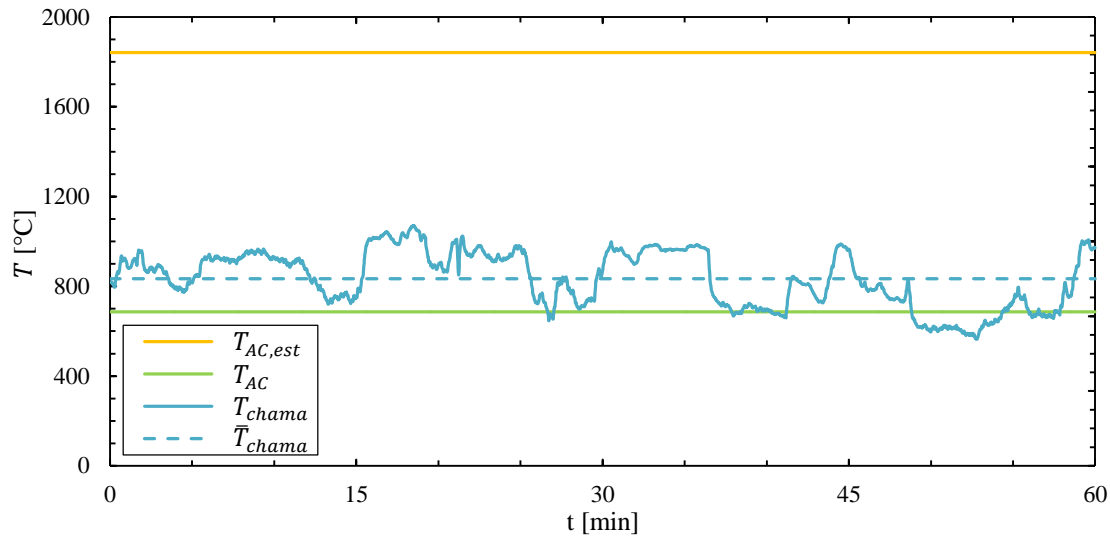


Figura 8. 28 – Evolução da temperatura da chama medida pelo termopar e das temperaturas adiabáticas de chama real e estequiométrica durante o ensaio do desempenho térmico C1.

O objetivo da figura anterior é permitir comparar as três temperaturas supramencionadas, durante um ensaio de queima. A temperatura adiabática de chama estequiométrica, calculada pela equação 7.55, utiliza os coeficientes da equação estequiométrica, onde a quantidade de ar de alimentação é exatamente a necessária para ocorrer a combustão. Comparando a equação estequiométrica com a equação da reação de combustão real com excesso de ar, verifica-se que, uma menor quantidade de ar, leva a uma menor quantidade de reagentes e, conseqüentemente, a uma menor quantidade dos produtos (gases de combustão). Como na equação 7.55 a parcela referente aos gases de combustão se encontra em denominador, a sua diminuição provoca um aumento na temperatura adiabática de chama calculada. Assim, naturalmente, a temperatura adiabática de chama estequiométrica terá de ser sempre superior à temperatura adiabática de chama real, como se observa na Figura 8.28 e na Tabela 8.8.

Por outro lado, no Capítulo 3, afirmou-se que o cálculo da temperatura adiabática de chama é realizado desprezando todas as perdas de calor para o exterior, considerando a fornalha adiabática. Segundo este ponto de vista, a temperatura adiabática de chama é uma temperatura teórica e, como tal, à primeira vista, deveria ser superior à temperatura efetivamente medida na chama pelo termopar. No entanto, analisando a figura anterior, verifica-se que, na maioria do tempo, a temperatura da chama medida pelo termopar é superior à temperatura adiabática de chama calculada usando os coeficientes da equação real de combustão. Isto explica-se porque a temperatura da chama é obtida pela medição local da temperatura utilizando o termopar, enquanto que a temperatura adiabática de chama real é calculada para um excesso de ar médio. Uma vez que, a medição da temperatura da chama com o termopar é fortemente influenciada

pela sua posição e, se for garantida a sua posição no centro da chama, onde o excesso de ar é menor localmente, a temperatura registada é superior à sua temperatura média e, consequentemente, esta medição local é superior ao valor médio teórico.

Na Figura 8.29, apresentam-se as três temperaturas da Tabela 8.8 em função do excesso de ar, para todos os ensaios.

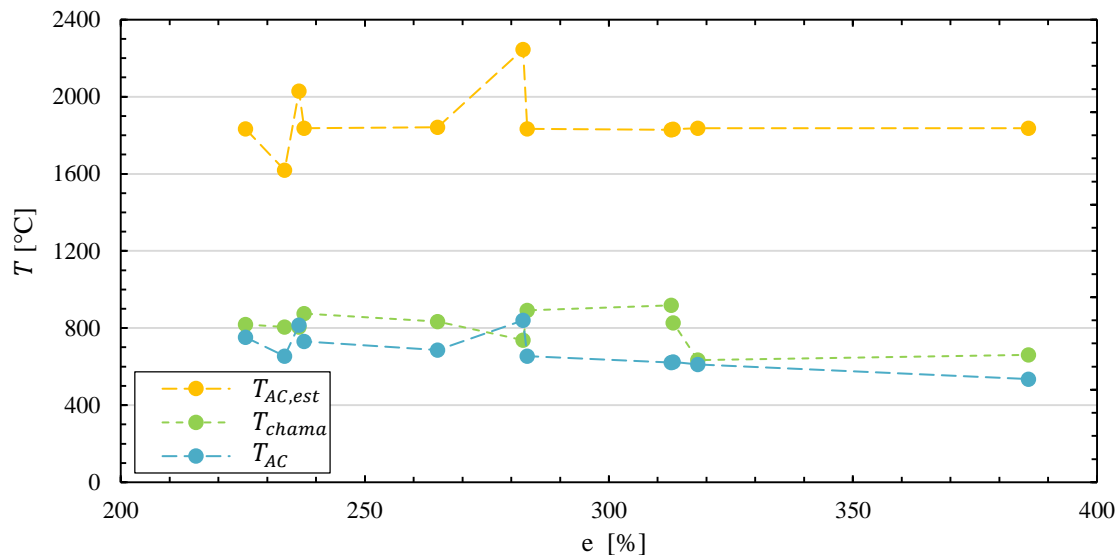


Figura 8. 29 – Evolução da temperatura da chama medida pelo termopar e das temperaturas adiabáticas de chama real e estequiométrica em função do excesso de ar.

Na figura anterior, verifica-se o mesmo comportamento analisado na Figura 8.28 relativa ao ensaio C1, onde a temperatura da chama registada pelo termopar, para a maioria dos ensaios, se encontra entre as temperaturas adiabática de chama real e estequiométrica. O ensaio realizado com aparas de poda de videira (ensaio V1) é a exceção, onde a temperatura adiabática de chama real é superior à temperatura da chama medida pelo termopar, como se pode observar também pela análise da Tabela 8.8. Este tipo de combustível, como mencionado, tem o maior PCI, o que contribui para um aumento da temperatura adiabática de chama. Por outro lado, o termopar poderia, eventualmente, encontrar-se noutra posição, não sendo a temperatura obtida a partir da sua leitura, uma leitura representativa da temperatura da chama.

8.2. Ensaio da taxa de queima

O ensaio da taxa de queima foi realizado após o ensaio do desempenho térmico, encontrando-se a caldeira já em condições de funcionamento próximas de regime permanente. Os resultados dos primeiros testes para este tipo de ensaio não foram tratados nem analisados, servindo apenas para se tentar perceber qual seria o melhor procedimento experimental a implementar e o que se teria que fazer para se assegurar as condições de funcionamento próximas de regime permanente, durante o maior intervalo de tempo possível. Nos primeiros testes percebeu-se a melhor maneira de cronometrar o tempo, a posição mais favorável para tirar as fotografias e que, para manter as condições de funcionamento aproximadamente iguais em todo o ensaio, era necessário alimentar a caldeira durante o ensaio e espalhar o combustível na fornalha o mais uniforme possível. Os resultados dos ensaios C1 e C2 não foram utilizados nesta secção, visto que nestes casos não foram conseguidas as condições requeridas para a correta avaliação da taxa de queima. Importa lembrar que os ensaios C1 a C6 dizem respeito aos ensaios com briquetes comerciais, no ensaio P1 foram usados briquetes produzidos a partir de serrim de pinho, no ensaio V1 briquetes produzidos a partir de aparas de poda de videira e nos ensaios E1 e E2 foi utilizada lenha de eucalipto.

Como já referido, considerando que a reação de combustão ocorre apenas quando a amostra se encontra no interior da caldeira, o cálculo do valor médio das grandezas medidas durante o ensaio foi efetuado excluindo os intervalos de tempo das pesagens e fotografias. Deste modo, foram excluídos os momentos de maior oscilação das temperaturas e composição dos gases de exaustão, aproximando as condições para o regime permanente. Para isso, foi realizado um tratamento em folha de cálculo dos dados obtidos pelo sistema de aquisição, muito semelhante ao efetuado no ensaio do desempenho térmico, excluindo-se os intervalos de tempo entre $t_{sai,j}$ e $t_{ent,j+1}$. A título de exemplo, na Figura 8.30, apresenta-se a evolução da temperatura dos gases de exaustão, da fração molar de oxigénio e de dióxido de carbono na corrente dos gases para o ensaio C6. Tal como na Figura 8.7, apresentam-se ainda as linhas verticais a tracejado para identificar as zonas que foram excluídas na determinação dos valores médios das variáveis acima enunciadas.

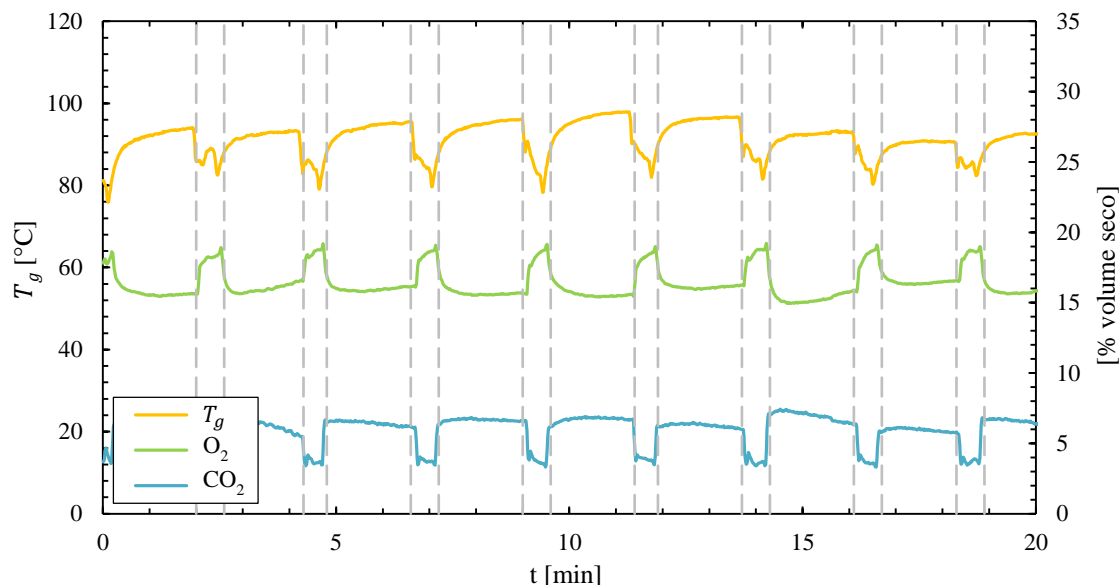


Figura 8. 30 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão, concentração de oxigénio e de dióxido de carbono durante o ensaio da taxa de queima C6.

Nas Figuras 8.31 e 8.32 apresenta-se a evolução da temperatura dos gases de exaustão durante os ensaios da taxa de queima utilizando os briquetes comerciais e utilizando os restantes combustíveis, respetivamente. Na Figura 8.31 considerou-se pertinente apresentar a evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o ensaio C1 (representada a traço interrompido), observando-se a diminuição da mesma ao longo do ensaio, não garantindo, de facto, as condições próximas de regime permanente, como referido anteriormente.

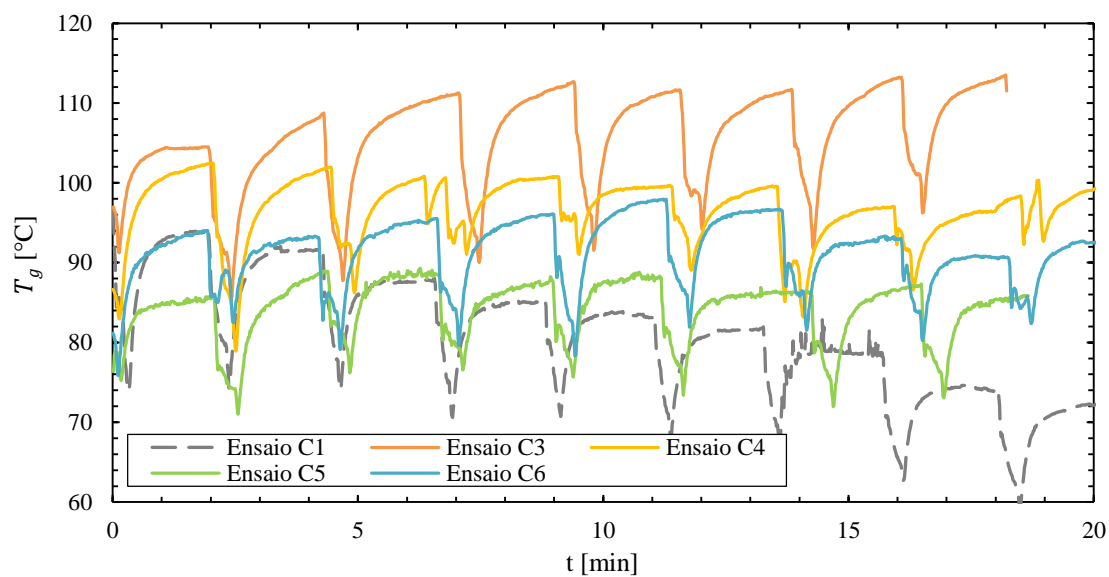


Figura 8. 31 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o ensaio da taxa de queima (primeira parte).

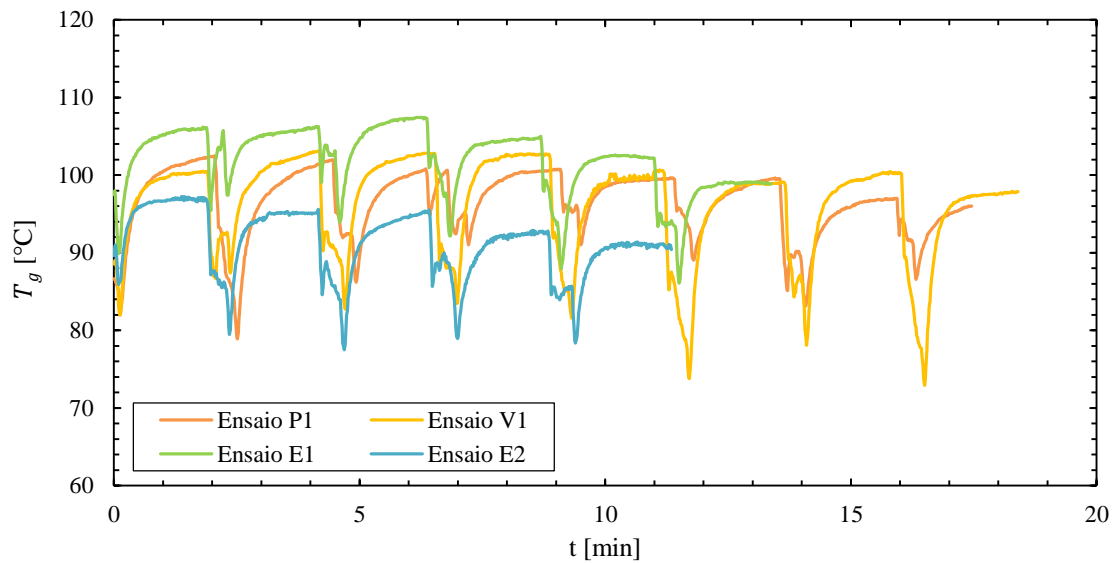


Figura 8. 32 – Evolução da temperatura dos gases de exaustão durante o ensaio da taxa de queima (segunda parte).

Numa análise das figuras anteriores, excluindo o ensaio C1, observa-se que a temperatura dos gases de exaustão, em termos globais, manteve-se aproximadamente constante durante os ensaios, corroborando a aproximação a regime permanente. Por outro lado, observa-se também a existência de pequenas oscilações na temperatura dos gases nos momentos de abertura da porta da caldeira, sendo explicadas pelo facto de ter sido necessário espalhar o combustível uniformemente na fornalha, tal como já referido. Sempre que se alterava a configuração do combustível na fornalha, modificavam-se as condições de queima, provocando variações na temperatura dos gases de exaustão, o que impedia, em termos globais, a diminuição do valor desta grandeza. No ensaio C1 não se alimentou a caldeira nem se interferiu com a configuração do combustível na fornalha, resultando na diminuição da temperatura dos gases de exaustão, tornando-se impossível aproximar as condições de queima a um regime permanente.

Nas Figuras 8.33 e 8.34 apresenta-se a evolução da concentração de oxigénio (a traço interrompido) e de dióxido de carbono (a traço contínuo) durante os ensaios da taxa de queima. Importa referir que não se apresenta a evolução da concentração destes gases para o ensaio C3, devido a um problema técnico que ocorreu nos analisadores aquando a realização deste ensaio.

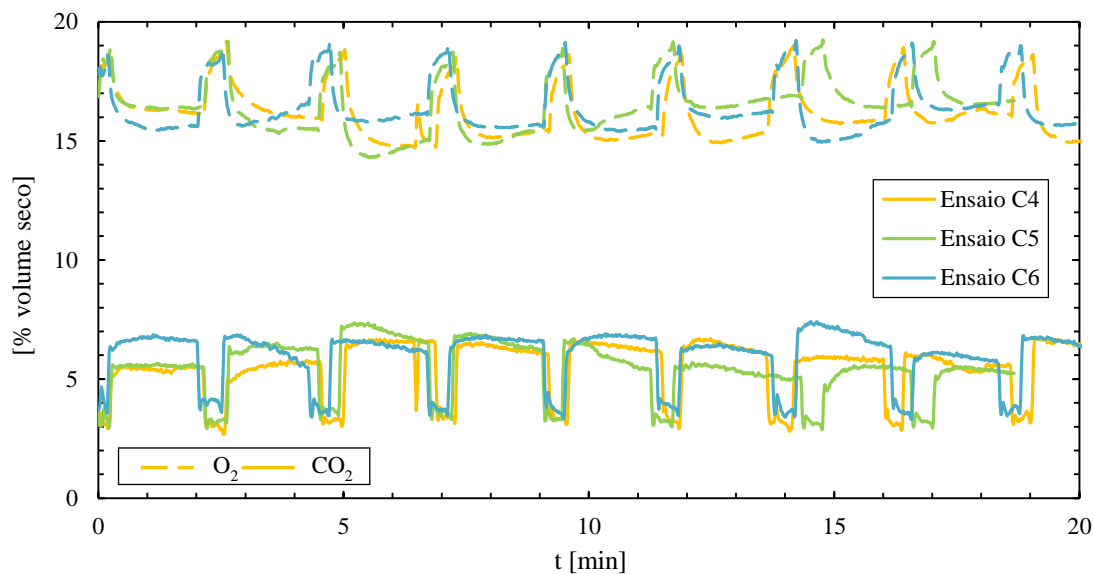


Figura 8. 33 – Evolução da concentração de oxigénio e de dióxido de carbono durante o ensaio da taxa de queima (primeira parte).

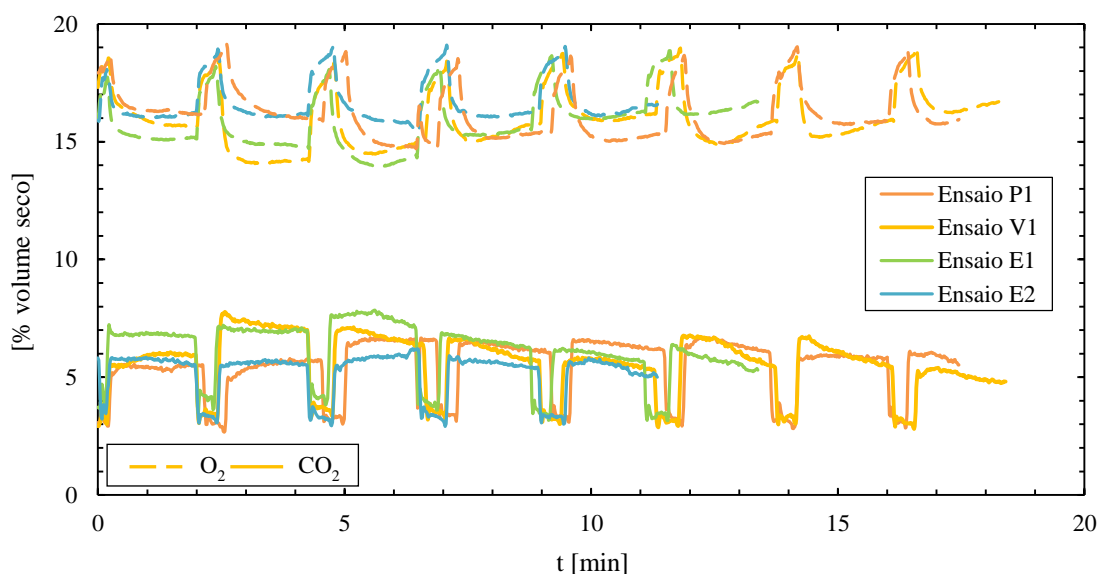


Figura 8. 34 – Evolução da concentração de oxigénio e de dióxido de carbono durante o ensaio da taxa de queima (segunda parte).

Nas figuras anteriores é possível constatar que, em termos globais, a concentração de oxigénio e de dióxido de carbono se manteve constante durante os ensaios, excluindo os momentos de abertura da porta da caldeira, tal como sucedido com a temperatura dos gases de exaustão.

Nas Figuras 8.35 e 8.36 apresenta-se a evolução da temperatura da chama registada pelo termopar na zona de combustão, durante os ensaios da taxa de queima.

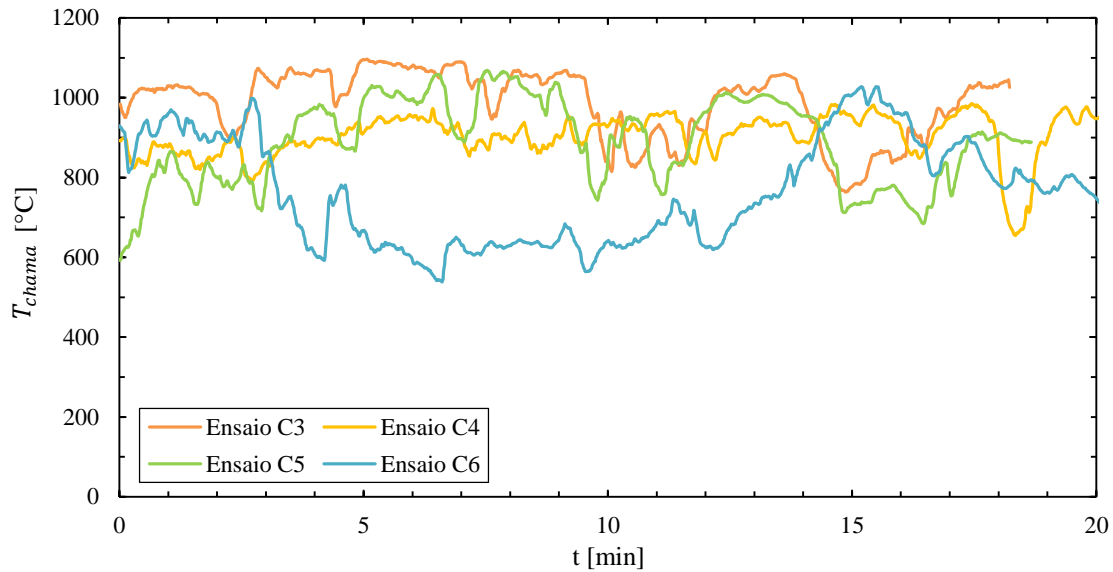


Figura 8. 35 – Evolução da temperatura da chama durante o ensaio da taxa de queima (primeira parte).

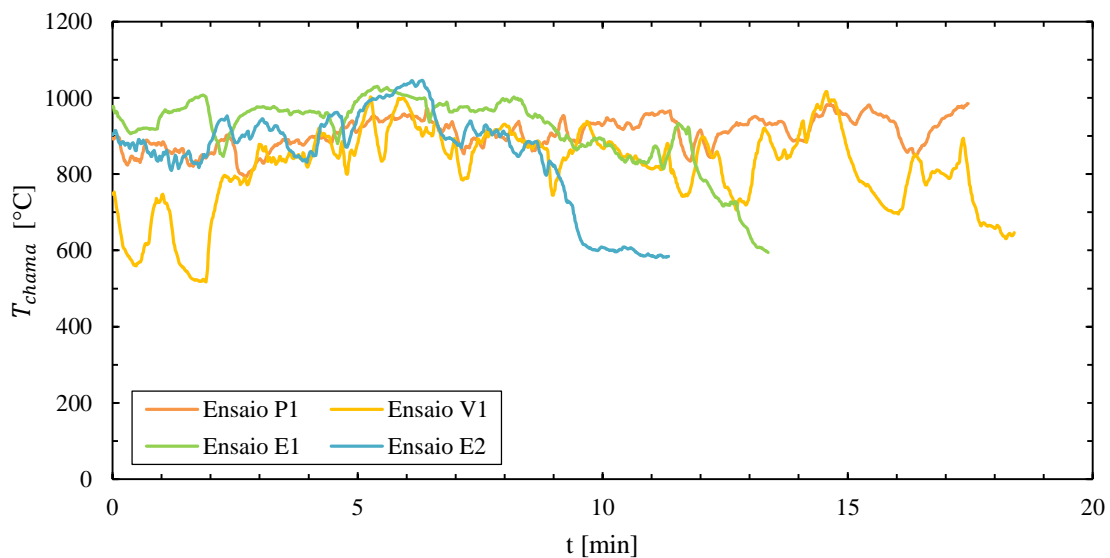


Figura 8. 36 – Evolução da temperatura da chama durante o ensaio da taxa de queima (segunda parte).

Verifica-se que existem grandes variações da temperatura da chama durante os ensaios da taxa de queima, tal como sucedido ao longo dos ensaios do desempenho térmico. As evoluções da temperatura da chama mostram que, para a configuração experimental usada, a manutenção de condições estritas de regime permanente é difícil de se conseguir. No entanto, em termos globais, apesar das oscilações, as evoluções das temperaturas da chama apresentam períodos com alguma constância, sem se observar um decaimento acentuado da temperatura ao longo dos ensaios, não sendo totalmente desapropriado a aproximação das condições de funcionamento ao regime permanente.

Tal como exposto na Secção 7.2, para cada intervalo j de cada ensaio, registaram-se os valores da massa da amostra m_j , o instante de entrada da amostra na caldeira $t_{ent,j}$ e o instante de saída da amostra na caldeira $t_{sai,j}$, e calcularam-se, ainda, os valores da fração queimada φ_j e da taxa de queima da partícula de carbono $\dot{m}_{c,j}$. Os valores das grandezas supramencionadas estão apresentados no Anexo D.

Antes de se estudar os dois modelos de queima apresentados na Secção 7.2 (modelo de queima a ρ constante e modelo de queima a d constante), considerou-se pertinente analisar as variações da massa da amostra, $\Delta m_j = m_{j-1} - m_j$, para os vários instantes j , durante os ensaios de queima. Para tal, na Figura 8.37, é apresentada a variação da massa entre dois instantes consecutivos em relação à sua massa inicial, $\Delta m_j/m_0$, para os vários intervalos j de cada ensaio. Por sua vez, na Figura 8.38, é apresentada a variação da massa entre dois instantes consecutivos em relação à massa da amostra no instante anterior, $\Delta m_j/m_{j-1}$. A análise destas duas situações é importante, visto que permite avaliar dois casos diferentes: se na Figura 8.37, os valores das observações forem aproximadamente constantes mostra que a massa entre dois instantes diminui sempre na mesma quantidade, independentemente do decorrer da queima; se, por sua vez, na Figura 8.38, os valores das observações forem aproximadamente constantes, implica que a variação da massa entre dois instantes consecutivos vai diminuindo, acompanhando a diminuição da massa total da amostra com o decorrer do ensaio. Ou seja, para o valor de $\Delta m_j/m_{j-1}$ se manter constante, sabendo que a massa da amostra m_{j-1} vai diminuindo com o decorrer da queima, então implica que Δm diminui na mesma proporção.

Para ambos os casos, é também apresentada a evolução da temperatura da chama ao longo de cada ensaio. Uma vez que, na presente dissertação, não se considera que a amostra está a queimar nos intervalos de tempo em que se encontra fora da caldeira, os gráficos são apresentados para a base de tempo fictícia. Assim sendo, na representação da temperatura da chama foram excluídos os intervalos durante os quais a amostra estava a ser pesada e fotografada. Destaca-se ainda que os pontos a vermelho correspondem aos valores iniciais enquanto a amostra não apresenta uma fração queimada superior a 20% e que, portanto, não serão considerados no tratamento de dados.

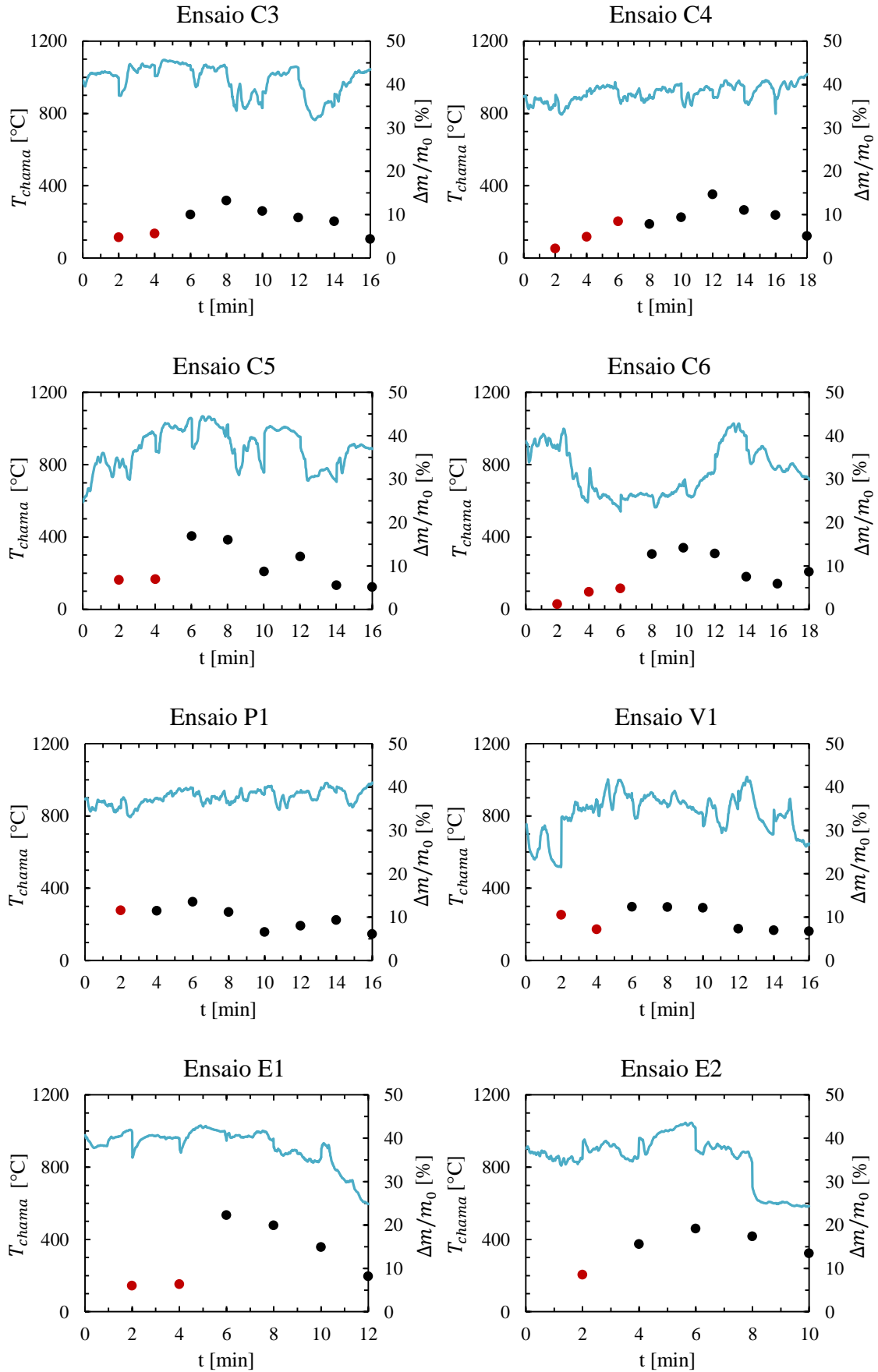


Figura 8. 37 – Evolução da variação da massa entre dois instantes consecutivos em relação à massa inicial (valores pontuais) e da temperatura da chama (linha azul).

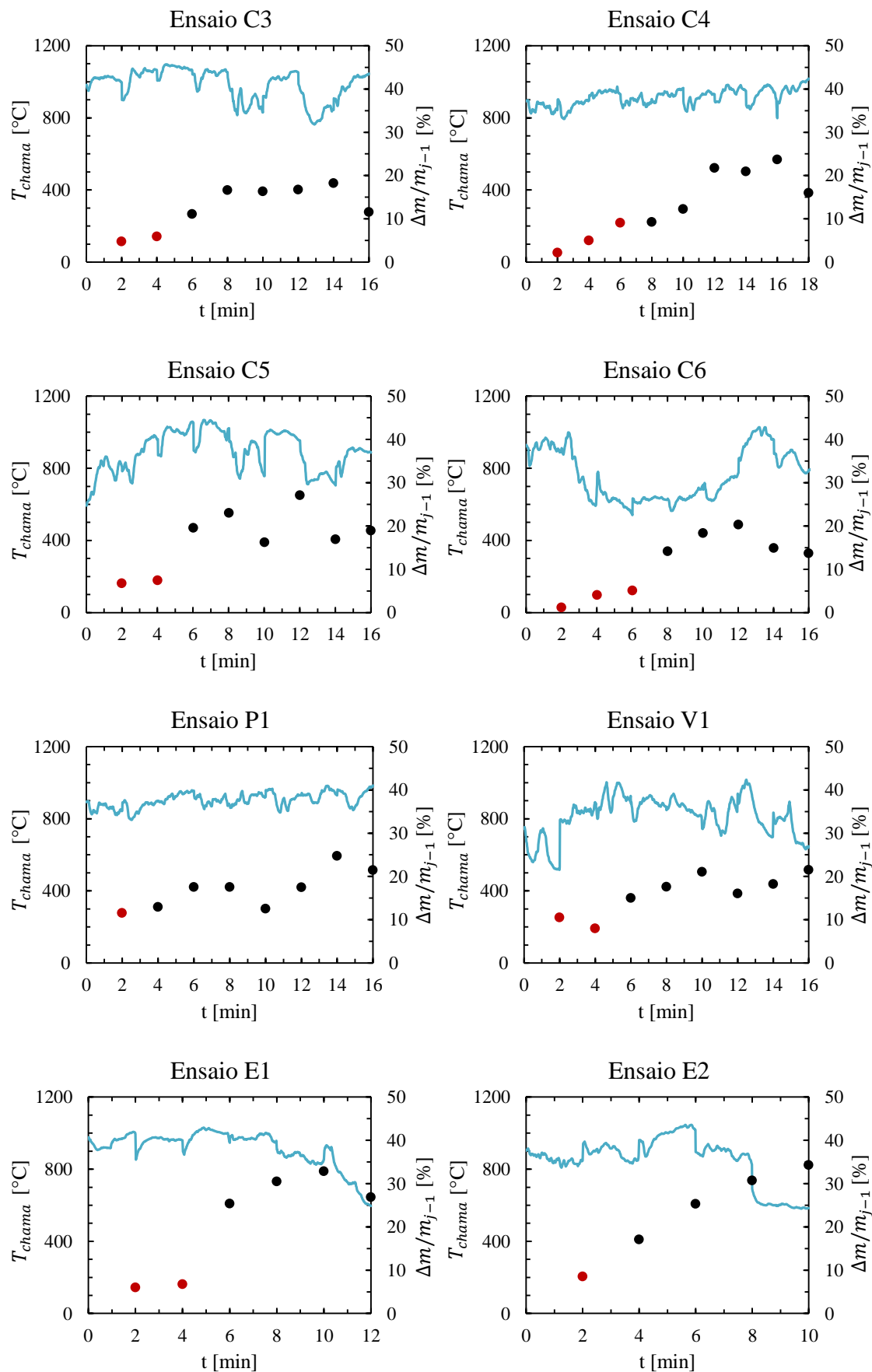


Figura 8. 38 – Evolução da variação da massa entre dois instantes consecutivos em relação à massa no instante anterior (valores pontuais) e da temperatura da chama (linha azul).

Analisando o conjunto das figuras anteriores, verifica-se que o comportamento registado varia de ensaio para ensaio, podendo-se, no entanto, retirar algumas conclusões gerais. Quando um ensaio apresenta uma tendência decrescente do quociente $\Delta m_j/m_0$, uma vez que o seu denominador é constante, implica que a variação da massa da amostra entre instantes consecutivos vai diminuindo com o decorrer da reação. Se a variação da massa entre dois instantes acompanhar a diminuição da massa da amostra, então resulta num valor constante para o quociente $\Delta m_j/m_{j-1}$. Este tipo de comportamento pode-se observar no ensaio E1 e no ensaio C3, embora neste último a tendência decrescente não seja muito acentuada. No ensaio C5 observa-se alguma discrepância entre as observações mas, globalmente, também se pode assistir a uma tendência decrescente do quociente $\Delta m_j/m_0$.

Por outro lado, quando a razão $\Delta m_j/m_0$ se mantém, aproximadamente, constante, significa que as variações de massa foram aproximadamente constantes com o decorrer do ensaio de queima. Deste modo, o quociente $\Delta m_j/m_{j-1}$ apresenta uma tendência crescente, visto que o numerador se mantém constante e o denominador vai diminuindo com a queima da partícula. Este caso pode ser observado, globalmente, no ensaio C4 e, claramente, no ensaio E2. Os restantes ensaios apresentam os dois comportamentos, ou seja, zonas onde o quociente $\Delta m_j/m_0$ é constante e zonas onde o mesmo quociente vai oscilando.

Nas Figuras 8.39 e 8.40 apresenta-se a evolução da fração φ queimada para os diversos ensaios em função do tempo fictício de queima. Para cada ensaio, aproximaram-se os pontos experimentais a uma reta, apresentando-se, nas figuras acima mencionadas, a equação de cada ajustamento linear e o respetivo coeficiente de correlação.

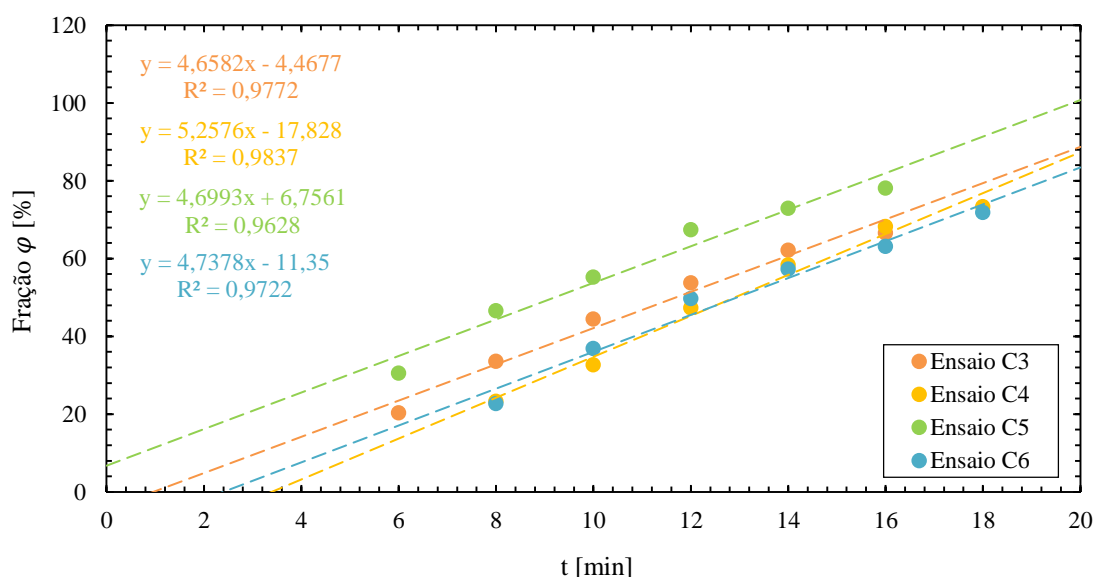


Figura 8. 39 – Evolução da fração queimada durante o ensaio da taxa de queima (primeira parte).

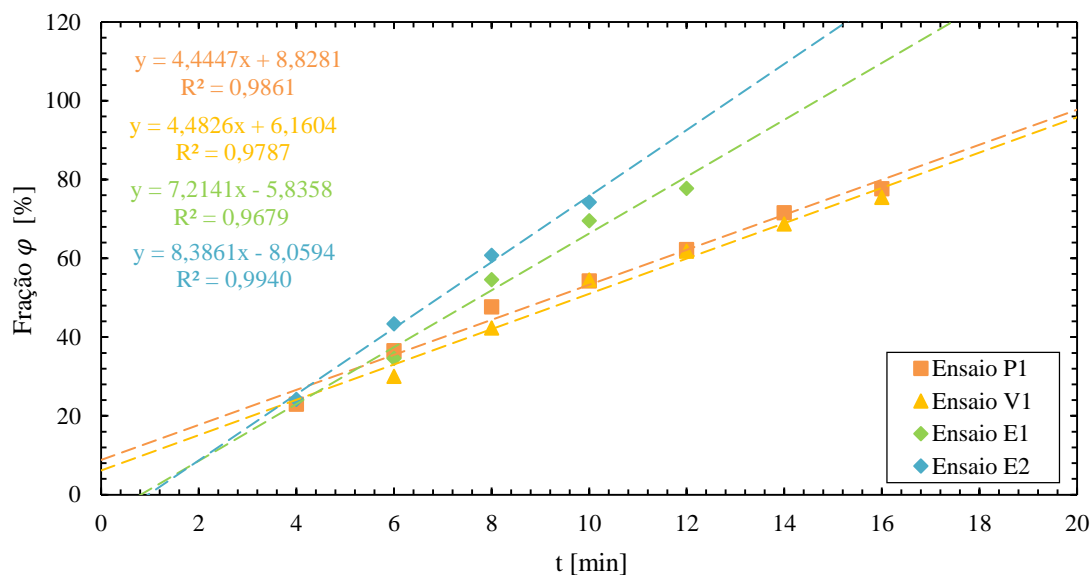


Figura 8. 40 – Evolução da fração queimada durante o ensaio da taxa de queima (segunda parte).

Pode-se constatar que os valores experimentais da fração queimada no decorrer de cada ensaio apresentam uma tendência fortemente linear, sendo este facto corroborado pelos elevados coeficientes de correlação determinados (entre 0,96 e 0,99). Uma vez que o tempo entre duas observações é sempre constante (e igual a dois minutos), os coeficientes de correlação serão tanto mais elevados, quanto mais regular for o aumento da fração queimada, isto é, quanto mais regular for o decaimento da massa da amostra. Os ensaios C4 e E2 são dos ensaios que apresentam os coeficientes de correlação mais elevados, sendo iguais a 0,9837 e 0,9940, respetivamente. Este facto vai de encontro ao referido anteriormente, aquando da análise das Figuras 8.37 e 8.38, uma vez que, nestes ensaios, as variações da massa da amostra foram aproximadamente constantes no decorrer da queima.

A análise do declive dos ajustamentos lineares das figuras anteriores fornece informações, ainda que simplistas, sobre a queima das partículas. Uma reta com um declive superior reflete uma maior rapidez no aumento da fração queimada, ou seja, uma maior rapidez na queima da partícula. Analisando as figuras anteriores, conclui-se que as retas obtidas dos ajustamentos lineares das observações experimentais dos briquetes comerciais têm declives muito semelhantes entre elas e ainda bastante próximos dos declives dos ensaios com briquetes de serrim de pinho (P1) e aparas de poda de videira (V1), refletindo uma velocidade de queima similar nos ensaios realizados.

Por outro lado, constata-se que os declives dos ajustamentos lineares dos ensaios usando eucalipto (E1 e E2) são bastante superiores comparativamente com as restantes biomassas testadas, mostrando uma maior rapidez na queima destas partículas. Este facto pode ser justificado pela lenha de eucalipto apresentar a maior massa volúmica, quando comparada aos

restantes combustíveis, fazendo com que, para a mesma diminuição de diâmetro, ocorra um maior decaimento da massa da amostra.

Na Figura 8.41 apresentam-se os declives dos ajustamentos lineares de cada ensaio em função da temperatura média da chama medida com o termopar.

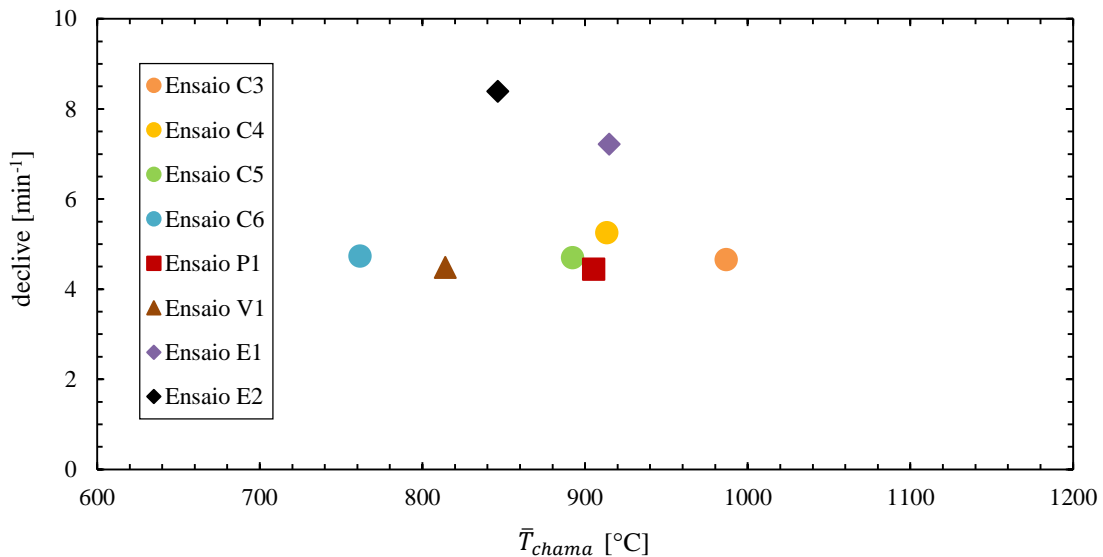


Figura 8. 41 – Declive do ajustamento linear em função da temperatura média da chama.

Verifica-se que, excluindo os ensaios usando eucalipto (ensaio E1 e E2), os declives dos ajustamentos lineares são bastante próximos, independentemente da temperatura média da chama medida com o termopar. Este facto vem comprovar o que foi referido na Secção 7.2: para a queima de partículas com um diâmetro superior a 5 mm, a transferência de massa é o fenómeno controlador da reação, sendo a taxa de queima pouco dependente da temperatura.

Seguidamente analisam-se os resultados experimentais segundo os dois modelos de queima apresentados anteriormente: queima a ρ constante e queima a d constante. No decorrer da maioria dos ensaios foi possível chegar à conclusão de que a queima da partícula em estudo ocorria, aproximadamente, com tamanho constante. Na Figura 8.42, apresentam-se as fotografias da amostra durante o ensaio usando os briquetes de serrim de pinho (ensaio P1), para os vários instantes devidamente identificados, estando as fotografias dos restantes ensaios no Anexo E. De notar que a cada instante j , corresponde um tempo de queima fictício $t_j = 2j$, em minutos. Nas fotografias da Figura 8.42, bem como nas Figuras E.1 a E.7 do Anexo E, assinalam-se com um círculo vermelho os instantes iniciais que foram excluídos para a análise por apresentarem uma fração de queima inferior a 20% e, consequentemente, não se encontrarem carbonizadas superficialmente. A obtenção de fotografias, tendo em conta a situação da amostra e o reduzido tempo para a focagem, foi um processo bastante complicado,

resultando algumas vezes em imagens desfocadas e sem qualidade, não se tendo conseguido fotografias para todos os momentos ao longo do ensaio. A título de exemplo, na Figura 8.42, não se apresenta uma fotografia para o instante $j = 6$, porque não trazia nenhuma informação relevante, dada a fraca qualidade da imagem.

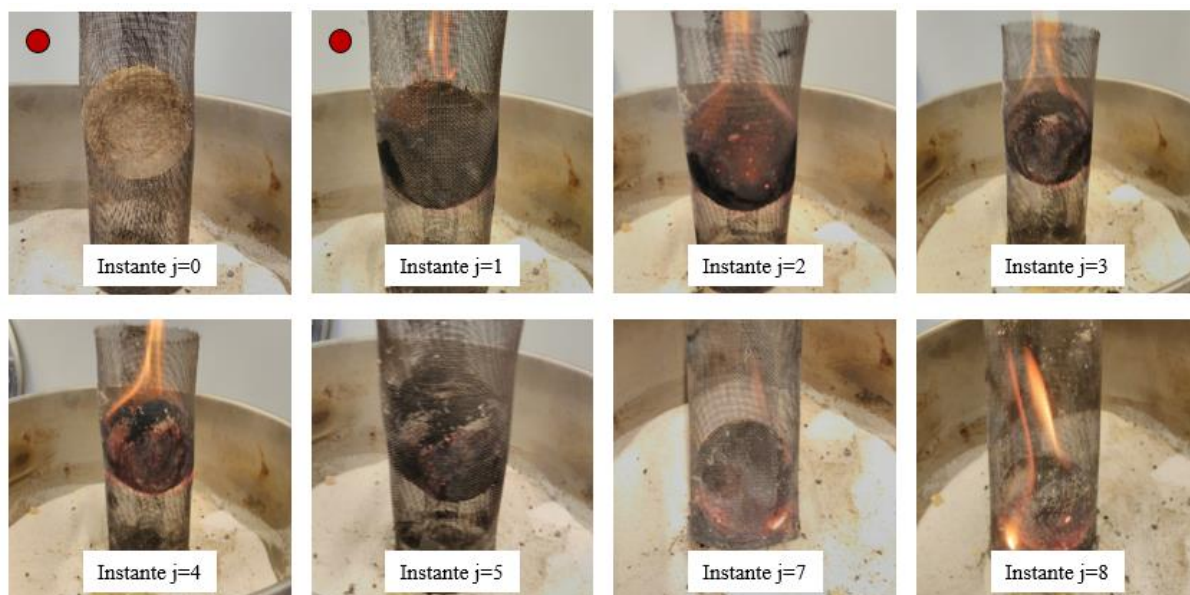


Figura 8. 42 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima P1.

Da análise da figura anterior, e tal como já referido, é possível chegar à conclusão que a partícula queima, na sua maioria, com tamanho constante, correspondendo então ao modelo de queima a tamanho da partícula constante. No entanto, serão analisados os dois modelos simplistas descritos na Secção 7.2, discutindo-se os resultados obtidos.

8.2.1. Queima a massa volúmica constante

Nesta secção serão analisados os resultados do ensaio da taxa de queima, segundo o modelo de queima com massa volúmica constante, apresentado na Secção 7.2.1. Como referido anteriormente, para a análise destes resultados foi necessário criar uma tabela, para cada ensaio, com as variáveis \dot{m}_{cj} , φ_j , d_j e K_j , para todos os intervalos j considerados. Estas tabelas estão apresentadas no Anexo F.

Tendo a evolução do parâmetro $1/K$ em função do diâmetro da partícula d , para todos os intervalos j , foi possível representar graficamente esta evolução (Figura 8.43) e tirar conclusões sobre o modelo de queima adotado neste estudo. Para o ajustamento linear foram eliminadas as observações aberrantes, de acordo com o critério de Chauvenet (Coelho, 2017a).

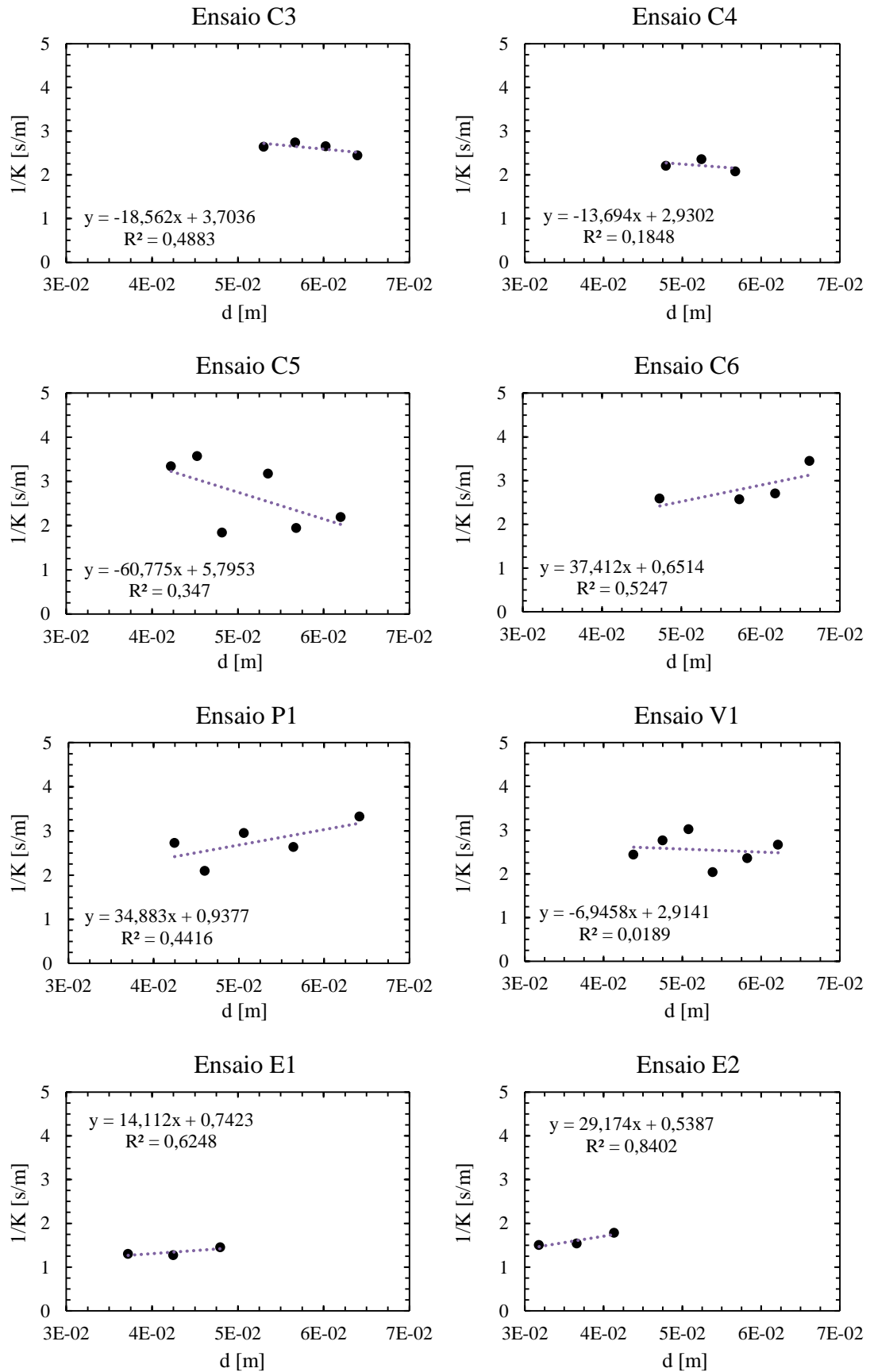


Figura 8. 43 – Evolução da resistência global da queima em função do diâmetro da partícula: correlação para o modelo de queima a massa volúmica da partícula constante.

Recorrendo à equação 7.66 do Capítulo 7 e às equações dos ajustamentos lineares entre a resistência global da reação e o diâmetro da partícula apresentadas na Figura 8.43, é possível calcular o número de Sherwood Sh e a constante da taxa de reação em fase heterogénea k_c . Estes valores estão apresentados na Tabela 8.9 para todos os ensaios realizados, juntamente com a temperatura média da chama \bar{T}_{chama} , a concentração molar de oxigénio no infinito C_∞ e a difusibilidade do oxigénio no ar D_g , para as várias condições de queima dos diversos ensaios. Os valores do número de Sherwood apresentados na Tabela 8.9 foram calculados utilizando o fator de correção $f = 2$, uma vez que seria mais provável a queima ser incompleta à superfície, como referido no capítulo anterior.

Tabela 8. 9 – Resultados do modelo de queima a massa volúmica da partícula constante

<i>Ensaio</i>	\bar{T}_{chama} [°C]	C_∞ [kmol/m ³]	D_g [m ² /s]	Sh	k_c [m/s]
<i>C3</i>	986,8	2,03E-03	2,27E-04	-118,66	0,270
<i>C4</i>	913,4	2,14E-03	2,05E-04	-178,11	0,341
<i>C5</i>	892,2	2,15E-03	1,99E-04	-41,34	0,173
<i>C6</i>	761,6	2,45E-03	1,64E-04	81,49	1,535
<i>P1</i>	905,2	2,14E-03	2,03E-04	70,61	1,066
<i>V1</i>	814,2	2,30E-03	1,78E-04	-404,41	0,343
<i>E2</i>	915,0	2,12E-03	2,06E-04	171,99	1,347
<i>E1</i>	846,4	2,23E-03	1,86E-04	92,143	1,856

Na Tabela 8.9 constata-se que em metade dos ensaios o número de Sherwood calculado corresponde a um valor negativo, apresentado na tabela a cor azul, não fazendo sentido fisicamente. Deste modo, conclui-se que, de facto, a queima não ocorre a massa volúmica constante, a mesma conclusão que se obtém analisando as fotografias da amostra ao longo dos ensaios. Mais uma vez convém relembrar que os resultados obtidos são provenientes de uma análise muito simplista, nunca esquecendo que a sua validade é muito discutível.

8.2.2. Queima a tamanho constante

Nesta secção são analisados os resultados do ensaio da taxa de queima seguindo o modelo de queima a tamanho da partícula constante, apresentado na Secção 7.2.2. Como referido na secção supramencionada, os valores do diâmetro do núcleo carbonoso d_n e da resistência global $1/K$ são iguais aos obtidos pelo modelo anterior, pelo que estão apresentados nas Tabelas F.1 a F.8 do Anexo F.

Na Figura 8.44, apresenta-se a representação gráfica da resistência global da queima $1/K$ em função do diâmetro do núcleo da partícula d_n , para todos os intervalos j . Tendo em conta a equação 7.78 do Capítulo 7, a relação entre estes dois parâmetros, segundo este modelo, é quadrática. Assim, na Figura 8.44, apresenta-se, para cada ensaio realizado, a equação do ajustamento quadrático entre os dois parâmetros mencionados e o respetivo coeficiente de correlação, tendo sido igualmente eliminadas as observações discrepantes, de acordo com o critério de Chauvenet (Coelho, 2017a).

Para esta análise considerou-se ainda que o controlo da queima dependia unicamente da transferência de massa, considerando $\frac{1}{k_c} = 0$, isto é, definindo a intersecção do ajustamento quadrático na origem do referencial. Esta hipótese simplificativa está de acordo com a literatura, uma vez que, para partículas de elevada dimensão, como é o caso das amostras utilizadas, a transferência de massa é, de facto, o fenómeno controlador da queima (Pinho, 2011). Importa referir que esta hipótese foi também estudada para o modelo anterior, impondo a ordenada na origem igual a zero, $\frac{1}{k_c} = 0$, mas resultou em coeficientes de correlação do ajustamento linear negativos, pelo que foi automaticamente rejeitada.

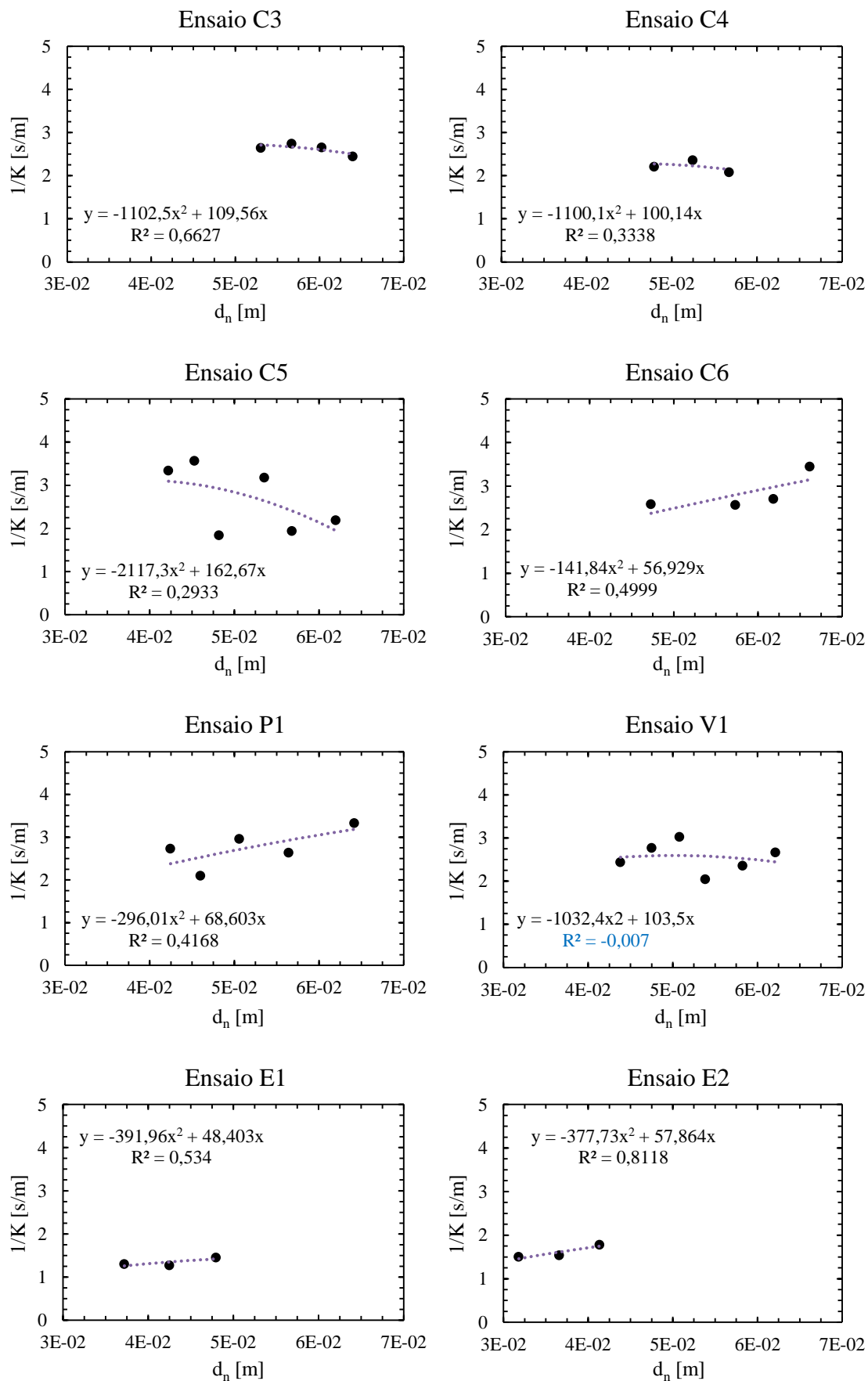


Figura 8. 44 – Evolução da resistência global da queima em função do diâmetro da partícula: correlação para o modelo de queima a tamanho da partícula constante.

Recorrendo então à equação 7.78 do Capítulo 7, é possível calcular a porosidade da camada de cinzas e o número de Sherwood. Estes valores estão apresentados na Tabela 8.10 para todos os ensaios realizados. Tal como realizado no modelo anterior, os valores apresentados na Tabela 8.10 foram calculados utilizando o fator de correção $f = 2$. De notar que, como o coeficiente de correlação do ajustamento do ensaio V1, apresentado na Figura 8.44 a cor azul, corresponde a um valor negativo, este ensaio foi excluído da análise e tratamento dos resultados obtidos.

Tabela 8. 10 – Resultados do modelo de queima a tamanho da partícula constante

<i>Ensaio</i>	ε	<i>Sh</i>
<i>C3</i>	0,262	76,62
<i>C4</i>	0,229	106,45
<i>C5</i>	0,089	173,77
<i>C6</i>	0,820	65,28
<i>P1</i>	0,698	51,44
<i>E2</i>	0,552	90,81
<i>E1</i>	0,674	68,97

Aplicando o critério de Chauvenet aos valores do número de Sherwood apresentados na tabela anterior, conforme Coelho (2017a), verifica-se que existe um valor do número de Sherwood bastante diferente dos outros, igual a 173,77 (ensaio C5). Excluindo este valor, os restantes números de Sherwood encontram-se na gama entre 50 e 106. Os valores obtidos apresentam uma certa discrepância, sendo espectável, dado os procedimentos experimentais dos ensaios e os modelos simplistas de análise adotados.

Segundo Pinho (2011), o número de Sherwood relaciona-se com o número de Reynolds segundo as equações 8.3 e 8.4:

$$Sh = 2 + 0,555Re_d^{1/2}Sc^{1/3}, \text{ para } 10 < Re_d < 1800 \quad (8.3)$$

$$Sh = \frac{2 + 0,555Re_d^{1/2}Sc^{1/3}}{\left[1 + \frac{1,232}{Re_d \cdot Sc^{4/3}}\right]}, \text{ para } Re_d > 1800 \quad (8.4)$$

onde Re_d é o número de Reynolds, usando como comprimento característico o diâmetro da partícula, e Sc é o número de Schmidt. Para o caso de uma partícula em difusão pura, o número de Sherwood toma o valor 2. No entanto, no caso presente, o impacto dos fenómenos

convectivos no interior da fornalha é significativo, como indicam os elevados valores obtidos para o número de Sherwood.

Para cada número de Sherwood encontrado, calculou-se o respetivo número de Reynolds, recorrendo à equação 8.4 ($Re_d > 1800$), considerando o número de Schmidt igual a 0,73, conforme sugerido por Borman e Ragland (1998). Por sua vez, tendo o número de Reynolds é possível calcular a velocidade do escoamento, através da equação 8.5:

$$Re_d = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\mu} \quad (8.5)$$

onde ρ é a massa volúmica do ar, μ é a viscosidade dinâmica do ar e u é a velocidade do escoamento na proximidade da partícula a queimar.

As propriedades do ar na equação 8.5 dependem da temperatura considerada, sendo necessário o conhecimento da temperatura média da partícula durante o ensaio da taxa de queima. No entanto, como referido anteriormente, apenas se monitorizou a temperatura da chama na zona de combustão, não sendo igual à temperatura da partícula que se encontra na câmara superior da caldeira. Assim, para o cálculo da velocidade do escoamento foram consideradas três temperaturas diferentes: 300, 500 e 700 °C, sendo possível verificar a influência da mesma neste cálculo. As propriedades mencionadas do ar a estas temperaturas foram retiradas da literatura (Coelho, 2017b). Os valores obtidos do número de Reynolds e das velocidades supracitadas estão apresentados na Tabela 8.11.

Tabela 8. 11 – Resultados da velocidade do escoamento na proximidade da partícula a queimar

<i>Ensaio</i>	<i>d</i> [m]	<i>Re</i>	$u_{300\text{ }^{\circ}\text{C}}$ [m/s]	$u_{500\text{ }^{\circ}\text{C}}$ [m/s]	$u_{700\text{ }^{\circ}\text{C}}$ [m/s]
<i>C3</i>	7,33E-02	22302	15	24	36
<i>C4</i>	7,03E-02	43688	30	50	73
<i>C5</i>	7,00E-02	118151	82	135	198
<i>C6</i>	7,21E-02	16038	11	18	26
<i>P1</i>	7,00E-02	9792	7	11	16
<i>E2</i>	5,53E-02	31588	28	46	67
<i>E1</i>	5,00E-02	17960	17	29	42

Verifica-se, de facto, a elevada influência da temperatura no cálculo da velocidade de escoamento, apresentando valores menores para a temperatura menor. Conclui-se, portanto, que a medição da temperatura do leito, na câmara superior da caldeira, seria relevante para a correta

interpretação dos resultados obtidos. Salienta-se, mais uma vez, que os resultados são discutíveis tendo em conta as aproximações realizadas e as incertezas de todo o procedimento experimental. No entanto, os valores de velocidade obtidos para as menores temperaturas encontram-se numa gama próxima da obtida (12 m/s) em alguns ensaios de campo para queimas em leitos fixos (Bryden e Ragland, 1996). Contudo, só uma série de ensaios levados em cabo em condições experimentais mais estritas permitirá uma análise mais fidedigna.

O presente conjunto de procedimentos experimentais e os resultados daí originados constituem basicamente uma primeira aproximação, com as limitações experimentais inerentes ao funcionamento deste tipo de caldeira e fornalha, à análise da taxa de queima de briquetes e lenha de biomassa.

9. CONCLUSÕES

Na análise dos dois tipos de ensaios efetuados, ensaio do desempenho térmico e ensaio da taxa de queima, foram consideradas condições aproximadas de regime permanente. No entanto, é importante salientar que o conceito de regime permanente na presente dissertação tem, de facto, uma aplicação muito lata. No decorrer dos ensaios experimentais, a caldeira foi alimentada manualmente com briquetes de biomassa, sendo necessário abrir a porta superior da mesma, provocando oscilações nos valores medidos da temperatura e da composição dos gases de exaustão. Deste modo, ao longo dos ensaios foi impossível a manutenção de condições estritas de regime permanente, empregando-se este conceito em termos globais e calculando-se os valores médios das grandezas medidas excluindo-se as zonas de abertura e fecho da porta da caldeira.

Relativamente ao primeiro tipo de ensaio, foi estudada a influência dos vários tipos de combustíveis sólidos no desempenho da caldeira, utilizando-se condições de operação semelhantes em todos os ensaios, avaliando-se o rendimento térmico da caldeira e as emissões resultantes da queima dos diversos combustíveis. Foi também possível avaliar a influência do caudal mássico de alimentação, no caso dos ensaios com briquetes comerciais. A fase de arranque não foi objetivo de estudo, encontrando-se os analisadores desligados para evitar estragos devido às elevadas emissões de poluentes e de partículas.

Da análise simplista do teor de cinzas, obteve-se o maior valor para os briquetes produzidos a partir de aparas de poda de videira (ensaio V1), o que está de acordo com a composição elementar dos combustíveis, apresentada no Capítulo 4.

O erro do cálculo do caudal mássico, recorrendo ao tubo de Pitot standard, chegou até cerca de 10%, para alguns ensaios efetuados. Este valor é bastante aceitável tendo em conta as limitações na instalação experimental, nomeadamente a impossibilidade de se garantir um escoamento desenvolvido na secção da conduta de exaustão, onde se fizeram as medições de pressão utilizando o tubo de Pitot standard.

Relativamente ao rendimento térmico da caldeira, avaliado para condições próximas de regime permanente, observou-se que a caldeira apresentava um funcionamento aproximadamente constante e independente do caudal mássico de combustível. Excluindo o ensaio P1, o rendimento mais elevado foi de 77,27%, obtido no ensaio C1, usando os briquetes comerciais, sendo o menor rendimento de 60,12%, obtido no ensaio usando os briquetes produzidos a partir de aparas de poda de videira (ensaio V1). Os ensaios C3, E1 e E2 foram aqueles que exibiram maiores oscilações no rendimento térmico, ao longo do ensaio, apresentando, por isso, os maiores valores do desvio padrão do rendimento. Por outro lado, os ensaios P1*, V1 e E1 não cumpriram os limites impostos pela Norma Europeia EN 12809:2015, que impõe um rendimento mínimo de 67,5%. Em contrapartida, todos os ensaios utilizando os briquetes comerciais cumpriram este limite, tendo em conta o rendimento térmico médio calculado durante a base de tempo de 60 minutos.

As perdas térmicas pelos gases de exaustão foram aproximadamente constantes em todos os ensaios, representando cerca de 12 a 15% da potência térmica fornecida. Por outro lado, as perdas de não queimados, devido à existência de CO nos gases de exaustão, tiveram um valor máximo de 2,72% no ensaio C5 correspondente ao ensaio com menor caudal mássico, representando nos restantes ensaios até 1,65% da potência fornecida. A determinação das outras perdas, onde se incluem perdas de radiação, convecção, condução e outras não consideradas acima, permitiu concluir que os valores dos poderes caloríficos obtidos pelo laboratório do Centro de Valorização de Resíduos para os briquetes de serrim de pinho estavam efetivamente incorretos, uma vez que estas perdas não poderiam ser nulas (como ocorrido no ensaio P1). Excluindo este ensaio, verificou-se que as outras perdas têm uma contribuição significativa, variando entre 9 e 27% da potência térmica fornecida.

Nos ensaios com os briquetes comerciais, foi observado um efeito significativo do caudal mássico de combustível na concentração de oxigénio nos gases de exaustão e, consequentemente, na temperatura média dos gases. Um aumento do caudal mássico de briquetes traduziu-se numa diminuição de oxigénio nos gases de exaustão, isto é, numa diminuição do excesso de ar, uma vez que a caldeira não faz um ajustamento automático do caudal de ar em função do caudal de combustível.

No que diz respeito às emissões de poluentes, constatou-se que a carga térmica e o tipo de combustível têm um efeito significativo nas emissões de monóxido de carbono. Verificou-se que a diminuição do caudal, no caso dos ensaios com briquetes comerciais, proporcionou maiores emissões de CO. O elevado excesso de ar ocasionou baixas temperaturas de combustão, provocando uma elevada formação deste poluente. Como o ensaio C5 teve o menor caudal

mássico de combustível, foi aquele que apresentou maiores emissões deste poluente. Constatou-se, também, que o tipo de combustível influenciou as emissões de CO, sendo, para os ensaios com carga elevada, os briquetes comerciais os que apresentam menores emissões e os briquetes produzidos a partir de poda de videira os que têm maiores emissões deste poluente. No que respeita o cumprimento da norma EN 14785:2008 dos ensaios com carga elevada, apenas os ensaios com briquetes comerciais e com os briquetes de serrim de pinho é que respeitam o limite imposto, igual a 600 ppm (13% O₂). Em contrapartida, no caso do ensaio com os briquetes de aparas de poda de videira as emissões de CO são 4 vezes superiores ao limite máximo. Para o caso da carga reduzida e da carga média dos ensaios com os briquetes comerciais, em nenhum caso foi cumprido o limite máximo, sendo as emissões de CO, para o caso da carga reduzida, cerca de 5 vezes superiores ao limite estabelecido. No entanto, segundo a nova norma EN 12809:2015, todos os ensaios cumpriram o limite imposto, uma vez que era claramente menos exigente do que a norma anterior, sendo igual a 1,0% (13% O₂).

Da análise das emissões de NO, concluiu-se que este poluente é formado sobretudo pela via do NO-combustível, observando-se que os ensaios com maiores emissões de NO foram os ensaios utilizando briquetes comerciais, sendo o combustível com maior teor de azoto na sua composição. Por outro lado, o ensaio com lenha de eucalipto foi o que apresentou menores emissões deste poluente, sendo dos combustíveis que apresenta menor teor deste elemento. Comparando as emissões dos ensaios, usando os briquetes comerciais para os diferentes caudais mássicos, verificou-se que as emissões de NO foram praticamente independentes dos caudais de alimentação dos ensaios realizados.

Deste modo, sobre a higiene da combustão foi possível concluir que, em termos de emissões de CO, os combustíveis com menores emissões foram os briquetes comerciais e os briquetes de serrim de pinho; pelo contrário, em termos de emissões de óxidos de azoto, os combustíveis associados a menores emissões deste poluente foram a lenha de eucalipto e os briquetes de aparas de poda de videira. Para a seleção do tipo de combustível “mais limpo”, associado a menores emissões, é necessária, além da realização de mais ensaios de queima para confirmar estes resultados obtidos, estabelecer um compromisso entre as emissões dos dois poluentes.

Sobre o estudo da temperatura da chama, concluiu-se que esta temperatura medida pelo termopar encontra-se, em todos os ensaios, à exceção do ensaio V1, entre as duas temperaturas teóricas calculadas, adiabática de chama estequiométrica e adiabática de chama recorrendo aos coeficientes da equação real de combustão. Em primeiro lugar, a temperatura adiabática de chama estequiométrica era a mais elevada, uma vez que é calculada para condições de reação

estequiométricas, fornecendo-se exatamente a quantidade de ar necessário à combustão. A diferença entre os valores obtidos da temperatura medida com o termopar e da temperatura adiabática de chama calculada com o valor médio do excesso de ar é que a primeira corresponde a uma medição local e a segunda a um valor teórico médio. Deste modo, no local onde o termopar se encontra, o excesso de ar pode, de facto, ser menor do que o excesso de ar calculado com a equação estequiométrica, resultando num valor de temperatura mais elevado.

Relativamente ao segundo tipo de ensaio, o estudo da taxa de queima de partículas lenhosas foi realizado assumindo-se, desde início, uma série de considerações e simplificações, nomeadamente o funcionamento da caldeira em regime permanente, o congelamento da reação de combustão quando se retira a amostra do interior da caldeira e a geometria esférica da amostra (quando, de facto, era cilíndrica). Foi ainda necessário estabelecer um limite, para o qual seria razoável aproximar a partícula lenhosa a uma partícula de carbono, de modo a ser possível utilizar os modelos de queima sugeridos por Pinho (2011). Analisando-se as fotografias tiradas às amostras no decorrer da queima, chegou-se à conclusão que para uma fração de queima superior a 20%, verificava-se a carbonização superficial das amostras, não sendo completamente desapropriada a utilização dos modelos de queima supramencionados.

Iniciou-se este estudo, analisando-se as variações da massa da amostra entre dois instantes consecutivos, ao longo do decorrer do ensaio. Desta análise, concluiu-se que o comportamento registado variou de ensaio para ensaio, havendo amostras em que o valor da variação da massa entre instantes consecutivos ia diminuindo com o decorrer da reação (ensaio E1 e C3) e amostras em que as variações da massa foram aproximadamente constantes ao longo da queima (ensaio C4 e E2), sendo que as restantes amostras apresentavam uma combinação dos dois comportamentos mencionados.

Seguidamente, determinou-se a equação do ajustamento linear para os valores experimentais da fração queimada ao longo do ensaio, onde se obteve elevados coeficientes de correlação (entre 0,96 e 0,99), sendo o reflexo de uma tendência fortemente linear entre os valores da fração queimada e o tempo decorrido do ensaio de queima. Os ensaios C4 e E2 apresentavam dos coeficientes de correlação mais elevados, corroborando a conclusão anterior, em que as suas variações de massa entre instantes consecutivos foram, de facto, aproximadamente constantes. Por outro lado, concluiu-se que, excluindo os ensaios usando lenha de eucalipto, todos apresentavam declives do ajustamento linear muito semelhantes, independentemente da temperatura média da chama medida com o termopar, mostrando que a taxa de queima dos briquetes ocorria, aproximadamente, com a mesma rapidez. Deste modo, verificou-se a reduzida dependência da taxa de queima com a temperatura, refletindo-se isto na

escassa contribuição da cinética para o desenrolar da reação. Os declives obtidos para os ensaios com lenha de eucalipto substancialmente superiores podem, eventualmente, ser explicados pela elevada massa volúmica apresentada, fazendo com que ocorra um maior decaimento da massa da amostra, para a mesma diminuição de diâmetro.

Posto isto, foram analisados, de forma simplista, os dois modelos de queima desenvolvidos por Pinho (2011), modelo de queima a massa volúmica da partícula constante e modelo de queima a tamanho da partícula constante, apresentando-se a evolução da taxa global da queima em função do diâmetro da partícula e as respetivas correlações (ajustamento linear para o primeiro modelo e ajustamento quadrático para o segundo). Para esta análise, além das várias aproximações descritas na Secção 7.2, nomeadamente no cálculo da temperatura da chama, na difusibilidade do oxigénio no seio dos gases de combustão e na massa volúmica do núcleo carbonoso do segundo modelo, consideraram-se os efeitos convectivos relevantes (rejeitando a hipótese de difusão pura) e considerou-se a queima incompleta à superfície da amostra, tendo em conta o funcionamento da caldeira de chama invertida. Analisando os resultados, rejeitou-se a hipótese do modelo de queima a massa volúmica constante, concluindo-se que a queima ocorria a tamanho aproximadamente constante, conclusão também sustentada pela análise das fotografias tiradas ao longo do ensaio e pelos conhecimentos e agilidade adquirida na realização dos ensaios experimentais.

Para o cálculo do número de Sherwood, utilizando o modelo de queima a tamanho constante, foi ainda considerado que o controlo da queima dependia unicamente da transferência de massa, hipótese de acordo com a literatura para partículas com elevado diâmetro. Obtiveram-se valores do número de Sherwood entre, aproximadamente, 50 e 100, relevando, portanto, a importância dos fenómenos convectivos no interior da fornalha. Seguidamente, concluiu-se que o cálculo da velocidade de escoamento na proximidade da partícula era fortemente dependente da temperatura da partícula, sendo necessário o valor desta grandeza para a correta interpretação dos resultados.

Salienta-se, mais uma vez, que os resultados obtidos desta análise devem ser examinados com algum cuidado e nunca esquecendo que foram calculados tendo em conta várias hipóteses simplificativas. Estes resultados, ainda que discutíveis, consistem numa primeira aproximação à análise da taxa de queima de partículas lenhosas, tendo em conta as limitações experimentais inerentes ao funcionamento deste tipo de caldeira.

10. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base nos resultados obtidos e nas dificuldades encontradas durante o presente trabalho apresentam-se algumas sugestões para trabalhos futuros, dando continuidade a esta linha de investigação.

O facto da alimentação da caldeira ser realizada de forma intermitente e manual causa instabilidade na combustão, impedindo a manutenção das condições de regime permanente. Como tal, sugere-se a realização de estudos numa caldeira de alimentação automática, tanto para o ensaio do desempenho térmico como para o ensaio da taxa de queima.

Relativamente à análise do rendimento térmico da caldeira, propõe-se a realização de mais ensaios de queima para uma maior gama de caudal mássico de combustível, possibilitando uma melhor compreensão na influência da carga térmica no desempenho da salamandra. Por outro lado, sugere-se também a realização de mais ensaios usando os novos biocombustíveis, briquetes produzidos de aparas de poda de videira e de serrim de pinho, uma vez que as conclusões retiradas na presente dissertação, apenas para um ensaio de cada combustível, podem ser discutíveis. Seria ainda importante repetir os ensaios várias vezes para que as conclusões fossem mais fiáveis, não tendo sido possível no presente trabalho, por uma questão de escassez de tempo e de material disponível.

Sobre a higiene da combustão, sugere-se realizar ensaios com diferentes valores de excesso de ar e de caudal de combustível, permitindo determinar os valores de excesso de ar que diminuem as emissões de poluentes. Seria ainda pertinente, um estudo dos processos de formação e emissão de partículas resultantes da queima dos briquetes, uma vez que as emissões de partículas resultantes dos processos de combustão da biomassa constituem uma preocupação ambiental, bem como uma preocupação para a saúde humana.

Aprofundar o estudo das perdas térmicas da caldeira, referindo-se a título de exemplo, a análise das perdas de radiação, de convecção e de condução através das respetivas correlações matemáticas de transferência de calor e também a análise da composição química das cinzas,

tornando possível contabilizar as perdas de carbono não queimado presentes no material, no fim deste tipo de ensaio.

Relativamente ao ensaio do estudo da taxa de queima, existem, claro, várias sugestões e alterações a serem feitas, nomeadamente o estudo em partículas mais pequenas e mais uniformes (como péletes), a medição da temperatura do leito da partícula em estudo ao longo do ensaio, a formulação matemática dos modelos de queima para partículas cilíndricas, a análise da massa volúmica da partícula em vários instantes da queima evitando, assim, a aproximação grosseira efetuada na presente dissertação. Destaca-se ainda, a importância do estudo da queima, tendo em conta a fragmentação da amostra no decorrer do ensaio, entre outras.

Estas são apenas algumas sugestões que poderão contribuir para melhorar este tipo de ensaios e minimizar as incertezas com que nos debatemos durante este estudo.

REFERÊNCIAS

- Abbasi, T. e Abbasi, S.A., 2010. Biomass energy and the environmental impacts associated with its production and utilization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(3), pp.919–937.
- Almeida, D., Ferreira, T., Marques, E., Paiva, J.M. e Pinho, C., 2013. Moisture influence on the quality of pellets made of *Cistus ladanifer* shrubs. Em: *8th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environmental Systems*. Dubrovnik, pp.1–7.
- Almeida, D., Pereira, C., Paiva, J.M. e Pinho, C., 2014. *Cistus ladanifer* solar drying, milling and pelletizing. Em: *15th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering*. Belém.
- ANEEL, 2009. *Aspectos Tecnológicos das Fontes de Energia Renováveis (Biomassa)*.
- APA, 2018. *Protocolo de Quioto*. Disponível em: <<https://www.apambiente.pt/index.php?ref=16&subref=81&sub2ref=119&sub3ref=500>> [Acedido 16 Fev. 2018].
- BINDER, 2018. *Series FP*. Disponível em: <<https://www.binder-world.com/en/Products/Drying-and-heating-chambers-Classic.Line/Series-FP>> [Acedido 4 Jun. 2018].
- Borman, G.L. e Ragland, K.W., 1998. *Combustion Engineering*. Singapore: WCB McFraw-Hill.
- BP, 2017. *BP Energy Outlook 2017 edition*.
- Bryden, K.M. e Ragland, K.W., 1996. Numerical Modeling of a Deep, Fixed Bed Combustor. *Energy & Fuels*, 10(2), pp.269–275.
- Cantrell, K.B., Ducey, T., Ro, K.S. e Hunt, P.G., 2008. Livestock waste-to-bioenergy generation opportunities. *Bioresource Technology*, 99(17), pp.7941–7953.
- Coelho, P., 2014. *Medições de velocidade*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Coelho, P., 2017a. *Experimentação e Análise de Incertezas*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Coelho, P., 2017b. *Tabelas de Termodinâmica*. 4.^a ed. Porto: Lidel.
- Coleman, H.W. e Steele, W.G., 2009. *Experimentation, Validation, and Uncertainty Analysis for Engineers*. 3.^a ed. NJ: John Wiley and Sons.
- Demirbas, M.F., Balat, M. e Balat, H., 2009. Potential contribution of biomass to the sustainable

energy development. *Energy Conversion and Management*, 50(7), pp.1746–1760.

DGEG, 2017. *Renováveis*.

DGEG, 2018. *Direção Geral de Energia e Geologia*. Disponível em: <<http://www.dgeg.gov.pt/>> [Acedido 16 Fev. 2018].

Di Blasi, C., 2008. Modeling chemical and physical processes of wood and biomass pyrolysis. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34(1), pp.47–90.

Diretiva 2009/28/CE. Jornal Oficial da União Europeia.

EEA, 2017. *Total greenhouse gas emission trends and projections*. Copenhaga.

EN 12809:2015. *Caldeiras domésticas independentes que utilizam combustíveis sólidos com potência térmica nominal inferior ou igual a 50 kW: Requisitos e métodos de ensaio*. Bruxelas.

EN 14785:2008. *Aparelhos domésticos para aquecimento ambiente, que utilizam granulados de madeira: Requisitos e métodos de ensaio*. Bruxelas.

EnergyLab, 2018. *Proyecto Biomasa-AP*. Disponível em: <<http://biomasa-ap.com/pt-pt/>> [Acedido 4 Mai. 2018].

Enersilva, 2007. *Promoção do uso da Biomassa Florestal para fins energéticos no sudoeste da Europa*.

EUBIA, 2017. *Biomass characteristics*. Disponível em: <<http://www.eubia.org/cms/wiki-biomass/biomass-characteristics/>> [Acedido 14 Abr. 2018].

Eurostat, 2017. *Energy, transport and environment indicators*.

Ferreira, T., 2013. *Estudo experimental sobre a influência de diferentes tipos de peletes de Acacia e Cytisus (spp.) na eficiência térmica de uma caldeira doméstica de 20 kW*. Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Viseu.

Ferreira, T., Paiva, J.M. e Pinho, C., 2013a. Performance assessment of Acacia dealbata as a fuel for a domestic pellets boiler. Em: *8th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environmental Systems*. pp.1–10.

Ferreira, T., Paiva, J.M. e Pinho, C., 2013b. Performance assessment of a domestic boiler using pellets made from cytissus multiflorus invasive shrubs compared with commercial pine. Em: *22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013)*. pp.3598–3606.

Ferreira, T., Paiva, J.M. e Pinho, C., 2014. Performance Assessment of Invasive Acacia dealbata as a Fuel for a Domestic Pellet Boiler. *The Italian Association of Chemical Engineering*, 42, pp.73–78.

FprEN 14774-2:2009. *Solid biofuels - Determination of moisture content - Oven dry method - Part 2: Total moisture - Simplified method.*

Furtado, T.S., Valin, M., Brand, M.A. e Bellote, A.F.J., 2010. Variáveis do processo de briquetagem e qualidade de briquetes de biomassa florestal. *Pesquisa Florestal Brasileira*, 30(62), pp.101–106.

GRAM, 2018. *Platform scales - gram*. Disponível em: <<http://gram-group.com/products/industrial-weighing/platform-scales/>> [Acedido 4 Jun. 2018].

Granada, E., López González, L.M., Míguez, J.L. e Moran, J., 2002. Fuel lignocellulosic briquettes, die design and products study. *Renewable Energy*, 27(4), pp.561–573.

Ho, W.W.S., Ng, H.K. e Gan, S., 2016. Advances in ultrasound-assisted transesterification for biodiesel production. *Applied Thermal Engineering*, 100, pp.553–563.

ICNF, 2013. *IFN6 – Áreas dos usos do solo e das espécies florestais de Portugal continental em 1995, 2005 e 2010*.

IEA, 2017a. *International Energy Outlook 2017*. Paris.

IEA, 2017b. *Key world energy statistics*.

INEGI, 2011. *A Instituição*. Disponível em: <<http://www.inegi.up.pt/instituicao.asp?idm=1&idsubm=5&LN>> [Acedido 30 Abr. 2018].

Johansson, L.S., Leckner, B., Gustavsson, L., Cooper, D., Tullin, C. e Potter, A., 2004. Emission characteristics of modern and old-type residential boilers fired with wood logs and wood pellets. *Atmospheric Environment*, 38(25), pp.4183–4195.

Kern, 2018. *EW 6000-1M Kern*. Disponível em: <<https://mt.rsdelivers.com/product/kern/ew-6000-1m/kern-weighing-scale-6kg-capacity-with-rs/7030257>> [Acedido 4 Jun. 2018].

Khan, A.A., de Jong, W., Jansens, P.J. e Spliethoff, H., 2009. Biomass combustion in fluidized bed boilers: Potential problems and remedies. *Fuel Processing Technology*, 90(1), pp.21–50.

Kristoferson, L.A. e Bokalders, V., 2011. *Renewable Energy Technologies: Their Applications in Developing Countries*. Pergamon.

Liu, H., Chaney, J., Li, J. e Sun, C., 2013. Control of NO_x emissions of a domestic/small-scale biomass pellet boiler by air staging. *Fuel*, 103, pp.792–798.

Mata, T., 2017. *Seminário de Biocombustíveis*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

McGowan, T.F., Brown, M.L., Bulpitt, W.S. e Walsh, J.L., 2010. *Biomass and Alternate Fuel*

Systems: An Engineering and Economic Guide. New Jersey: Wiley.

McKendry, P., 2002a. Energy production from biomass (part 1): overview of biomass. *Bioresource Technol*, 83(1), pp.37–46.

McKendry, P., 2002b. Energy production from biomass (part 2): Conversion technologies. *Bioresource Technology*, 83(1), pp.47–54.

Miguel, F., 2016. *Liquefação de Resíduos Otimização de Unidade Semi-Industrial e Valorização dos Seus Produtos*. Instituto Superior Técnico de Lisboa.

Muazu, R.I., Borrión, A.L. e Stegemann, J.A., 2017. Life cycle assessment of biomass densification systems. *Biomass and Bioenergy*, 107, pp.384–397.

Nogueira, M.L.R., Rocha, C.R. e Nogueira, F.J.H., 2005. *Eficiência energética no uso de vapor*. Rio de Janeiro: Eletrobrás.

Núñez Regueira, L., Rodríguez Aon, J.A., Proupín Castieiras, J., Vilanova Diz, A. e Montero Santovea, N., 2001. Determination of calorific values of forest waste biomass by static bomb calorimetry. *Thermochimica Acta*, 371(1–2), pp.23–31.

Nussbaumer, T., 2003. Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction. *Energy and Fuels*, 17(6), pp.1510–1521.

PER, 2018. *Biomassa*. Disponível em: <http://energiasrenovaveis.com/Area.asp?ID_area=2> [Acedido 9 Abr. 2018].

Petrogal, 2018. *Coque verde de petróleo e carvão mineral*. Disponível em: <<http://www.petroenergia.com.br/coque.html>> [Acedido 15 Abr. 2018].

Pinho, C., 2011. *Sebenta de combustão*. Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Pinho, C., 2017. *Sebenta de gestão de energia térmica*. Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Pinho, C., 2018. *Comunicação pessoal*.

Quaak, P., Knoef, H. e Stassen, H., 1999. *Energy from Biomass: A review of combustion and gasification technologies*. Washington D.C.: The World Bank.

Raznjevic, K., 1976. *Handbook Of Thermodynamic Tables Charts*. Washington D.C.: Hemisphere Publishing Corporation.

Roy, M.M., Dutta, A. e Corscadden, K., 2013. An experimental study of combustion and

- emissions of biomass pellets in a prototype pellet furnace. *Applied Energy*, 108, pp.298–307.
- Silva, D.A., Yamaji, F.M., Barros, J.L., Róz, A.L. e Nakashima, G.T., 2015. Caracterização de biomassas para a briquetagem. *Floresta*, 45(4), pp.713–722.
- Solzaima, 2015. *Caldeiras de Lenha SZM IW 24, 34 e 44 kW: Manual de Instruções*.
- Solzaima, 2017. *Soluções de Aquecimento a Biomassa: Catálogo*.
- Srivastava, A. e Prasad, R., 2000. Triglycerides-based diesel fuels. *Renewable & sustainable energy reviews*, 4(2), pp.111–133.
- Stupak, I., Asikainen, A., Jonsell, M., Karlton, E., Lunnan, A., Mizaraite, D., Pasanen, K., Pärn, H., Raulund-Rasmussen, K., Röser, D., Schroeder, M., Varnagiryte, I., Vilkriste, L., Callesen, I., Clarke, N., Gaitnieks, T., Ingerslev, M., Mandre, M., Ozolincius, R., Saarsalmi, A., Armolaitis, K., Helmisaari, H.S., Indriksons, A., Kairiukstis, L., Katzensteiner, K., Kukkola, M., Ots, K., Ravn, H.P. e Tamminen, P., 2007. Sustainable utilisation of forest biomass for energy— Possibilities and problems: Policy, legislation, certification, and recommendations and guidelines in the Nordic, Baltic, and other European countries. *Biomass and Bioenergy*, 31(10), pp.666–684.
- Sui Lam, P. e Sokhansanj, S., 2014. Engineering Properties of Biomass. Em: *Engineering and Science of Biomass Feedstock Production and Provision*. Springer, pp.1–263.
- Toklu, E., 2017. Biomass energy potential and utilization in Turkey. *Renewable Energy*, 107, pp.235–244.
- Turns, S.R., 1996. *An Introduction to Combustion*. 1st ed. New York: McGraw-Hill International Editions.
- Van Loo, S. e Koppejan, J., 2008. *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing*. London: Earthscan.
- Vassilev, S. V., Vassileva, C.G. e Vassilev, V.S., 2015. Advantages and disadvantages of composition and properties of biomass in comparison with coal: An overview. *Fuel*, 158, pp.330–350.
- Verma, V.K., Bram, S., Gauthier, G. e De Ruyck, J., 2011. Performance of a domestic pellet boiler as a function of operational loads: Part-2. *Biomass and Bioenergy*, 35(1), pp.272–279.
- Verma, V.K., Bram, S., Delattin, F., Laha, P., Vandendael, I., Hubin, A. e De Ruyck, J., 2012. Agro-pellets for domestic heating boilers: Standard laboratory and real life performance. *Applied Energy*, 90(1), pp.17–23.

Werther, J., Saenger, M., Hartge, E.U., Ogada, T. e Siagi, Z., 2000. Combustion of agricultural residues. *Progress in Energy and Combustion Science*, 26(1), pp.1–27.

Zhang, L., Xu, C. (Charles) e Champagne, P., 2010. Overview of recent advances in thermo-chemical conversion of biomass. *Energy Conversion and Management*, 51(5), pp.969–982.

Zhao, C., Jiang, E. e Chen, A., 2017. Volatile production from pyrolysis of cellulose, hemicellulose and lignin. *Journal of the Energy Institute*, 90(6), pp.902–913.

ANEXO A: CALIBRAÇÕES

Para a presente dissertação foi necessário proceder à calibração do caudalímetro do tipo turbina e à calibração dos vários analisadores.

A.1. Calibração do caudalímetro

Para a calibração do caudalímetro do tipo turbina estabeleceu-se uma relação linear entre o caudal mássico de água que escoava através do caudalímetro e o sinal de tensão do mesmo. O sinal de saída do caudalímetro foi transmitido para um computador através da placa de aquisição de dados *SCB-50*, utilizando o *software DASYLab*.

Para esta calibração, recorreu-se ao método das pesagens, que consistiu na recolha e pesagem da quantidade de água que escoava durante um determinado intervalo de tempo, através do caudalímetro.

O esquema da instalação utilizado na calibração do caudalímetro encontra-se na Figura A.1. O ensaio iniciou-se abrindo ligeiramente a válvula V1 (identificada na Figura A.1). Quando o sinal de saída em tensão do caudalímetro ficou, aproximadamente, constante, a água foi encaminhada para um recipiente previamente tarado, iniciando-se a contagem de tempo. O ensaio terminou quando se parou de encher o depósito em causa, encaminhando a água para um recipiente secundário, parando-se, assim, a contagem de tempo. Uma vez terminado o enchimento do recipiente, a massa de água existente foi pesada, utilizando a balança 2. Repetiu-se o procedimento descrito anteriormente para aberturas progressivas da válvula V1, realizando-se, no total, dez medições experimentais.

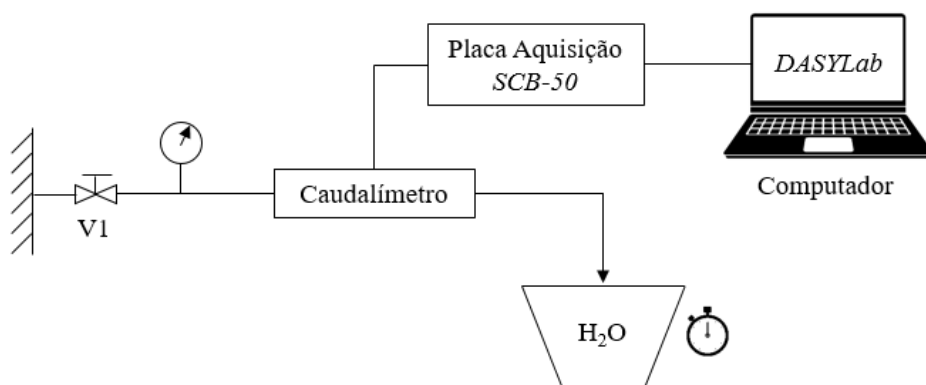


Figura A. 1 – Esquema da instalação utilizada na calibração do caudalímetro.

O caudal mássico de água que escoava através do caudalímetro foi calculado recorrendo à seguinte equação:

$$\dot{m}_{ag} = \frac{m_{ag}}{\Delta t} \quad (\text{A.1})$$

onde \dot{m}_{ag} é o caudal mássico de água (nesta equação em kg/min), m_{ag} é a massa de água existente no depósito depois de cada ensaio e Δt é o intervalo de tempo em que decorreu o ensaio (nesta equação em minutos).

Na Figura A.2 apresenta-se a curva de calibração obtida, juntamente com a equação do ajustamento linear em questão e com o respetivo coeficiente de correlação. Salienta-se que, para a determinação da equação de calibração, foi aplicado o critério de Chauvenet a cada ponto de medição, conforme Coelho (2017a), eliminando os valores anormais de tensão correspondentes ao caudal mássico de água que circulava no caudalímetro.

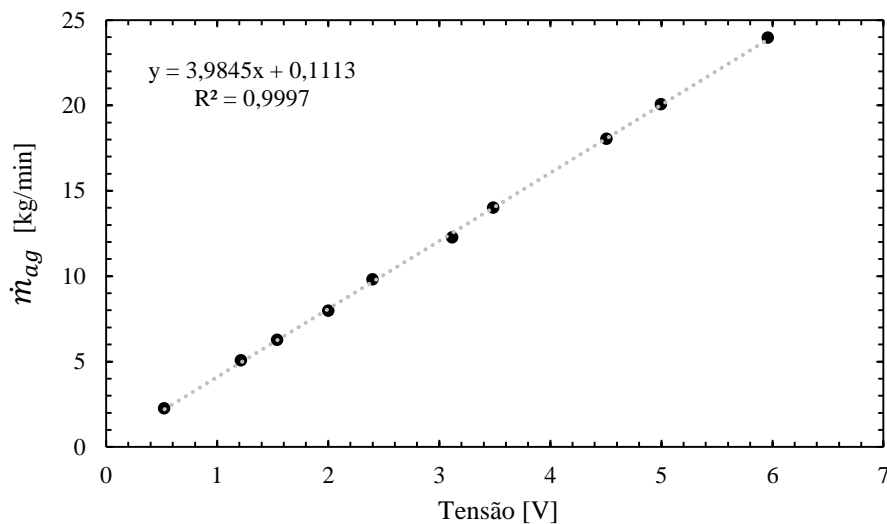


Figura A. 2 – Curva de calibração do caudalímetro.

A.2. Calibração dos analisadores

Como referido no Capítulo 5, no final de cada ensaio, confirmava-se a calibração dos analisadores. Para tal, registavam-se dois valores lidos por cada analisador para duas situações conhecidas e obtinham-se as respetivas curvas de calibração para cada ensaio. Uma das situações conhecidas era o valor zero, ou seja, registava-se o valor lido pelo analisador quando era submetido a uma corrente com 0% do respetivo gás, através de uma botija de azoto puro. A outra situação correspondia, na maioria das vezes, à utilização de uma botija de calibração com uma concentração conhecida do gás em questão e registar a resposta do analisador. De seguida, são especificados os valores da segunda situação conhecida para cada analisador:

- Analisador de oxigénio: valor do oxigénio típico do ar ambiente, igual a 21% (v/v);
- Analisador de dióxido de carbono: valor do dióxido de carbono da botija de calibração, igual a 10,02% (v/v);
- Analisador de monóxido de carbono: valor do monóxido de carbono da botija de calibração, igual a 254,3 ppm (v/v);
- Analisador de monóxido de azoto: valor do monóxido de azoto da botija de calibração, igual a 500,8 ppm (v/v);
- Analisador de dióxido de azoto: valor do dióxido de azoto da botija de calibração, igual a 202,1 ppm (v/v);

Deste modo, através dos dois valores previamente conhecidos e dos dois valores lidos pelos analisadores, para cada ensaio, obtinha-se a reta de calibração e a respetiva equação. Deste modo, recorrendo a uma folha de cálculo, os valores lidos e registados em cada segundo, por cada analisador durante os ensaios, eram automaticamente corrigidos, usando a equação da reta de calibração.

Nas Tabelas A.1 e A.2 apresentam-se os dois valores lidos pelos analisadores para a calibração dos mesmos. Importa referir que o valor lido, por cada analisador, usando a botija de azoto é apresentado com o índice 0, o valor lido usando as botijas de calibração apresenta-se com o índice *b* e o valor lido do ar ambiente para o analisador de oxigénio é apresentado com o índice *ar*. Como nos ensaios C1 e C2, o analisador de óxidos de azoto não estava disponível, não se procedeu à calibração do mesmo, não sendo apresentada a leitura de NO e NO₂ para estes ensaios.

Tabela A. 1 – Valores lidos para a calibração (primeira parte)

Ensaio	$x_s(O_2)_0$ [%]	$x_s(O_2)_{ar}$ [%]	$x_s(CO_2)_0$ [%]	$x_s(CO_2)_b$ [%]	$x_s(CO)_0$ [ppm]	$x_s(CO)_b$ [ppm]
<i>C1</i>	0,12	21,03	1,27	9,29	15	265
<i>C2</i>	0,07	20,55	1,38	9,54	5	250
<i>C3</i>	0,05	20,76	1,45	9,68	0	245
<i>C4</i>	0,06	20,79	1,43	9,62	15	260
<i>C5</i>	0,30	20,70	1,61	9,99	45	295
<i>C6</i>	0,14	20,94	1,76	10,46	-5	240
<i>P1</i>	0,10	20,67	1,45	9,68	5	250
<i>V1</i>	0,10	20,61	1,54	9,85	5	250
<i>E1</i>	0,08	20,84	1,58	10,02	-10	230
<i>E2</i>	0,09	20,76	1,55	9,86	30	270

Tabela A. 2 – Valores lidos para a calibração (segunda parte)

Ensaio	$x_s(NO)_0$ [ppm]	$x_s(NO)_b$ [ppm]	$x_s(NO_2)_0$ [ppm]	$x_s(NO_2)_b$ [ppm]
<i>C3</i>	0,258	488,9	1,591	169,9
<i>C4</i>	0,026	480,3	0,186	191,2
<i>C5</i>	0,000	425,9	0,000	162,3
<i>C6</i>	0,019	497,8	0,274	214,8
<i>P1</i>	0,000	461,8	0,278	183,5
<i>V1</i>	0,000	492,7	0,301	199,5
<i>E1</i>	0,000	494,3	0,000	214,2
<i>E2</i>	0,000	492,5	0,000	212,9

ANEXO B: ALGORITMO DO EES

Neste anexo é apresentado o algoritmo formatado usado no programa EES para calcular os coeficientes da reação estequiométrica, os coeficientes da reação real de combustão, as perdas térmicas da caldeira e calcular a temperatura adiabática de chama (real e estequiométrica).

A apresentação do algoritmo será feita por partes, começando por apresentar todos os valores necessários a introduzir no programa EES, como mostra a Figura B.1. Os valores de entrada apresentados dizem respeito ao ensaio C1, apenas a título de exemplo. Seguidamente na Figura B.2, apresentam-se os cálculos necessários para determinar os coeficientes da equação estequiométrica, seguindo o raciocínio apresentado na Secção 7.1.4. Depois, nas Figuras B.3 e B.4, apresenta-se o procedimento de cálculo para determinar os coeficientes da equação real de combustão e todas as restantes variáveis identificadas na Secção 7.1.5. Na Figura B.5, apresenta-se a parte do algoritmo para calcular o rendimento térmico e as perdas térmicas da caldeira. Nas Figuras B.6, B.7 e B.8, apresenta-se o procedimento de cálculo iterativo para se determinar a temperatura adiabática de chama real e estequiométrica. Importa referir que para este último cálculo utilizaram-se dez iterações, número suficiente para o resultado convergir, como se verá adiante.

inputs	$nR1 = 0,04139$ [kmol/kgcomb]	$Pdin2 = 23,346$ [Pa]
$w_{ar} = 3,9385$ [g/kgas]	$nR2 = 0,02825$ [kmol/kgcomb]	$Pdin3 = 10,73$ [Pa]
$P_{amb} = 100781$ [Pa]	$nR3 = 0,00968$ [kmol/kgcomb]	$A = 0,004584338$ [m ²]
$T_{amb} = 15,8385$ [°C]	$nR4 = 0,00105$ [kmol/kgcomb]	$Ru = 8,314$ [kJ/kmolK]
$T_g = 99,5201$ [°C]	$nR5 = 0,00001$ [kmol/kgcomb]	$MO2 = 2 \cdot 15,9994$ [kg/kmol]
$\dot{m}_{ccomb} = 0,0013041$ [kg/s]	$nR6 = 0,00588$ [kmol/kgcomb]	$MN2 = 2 \cdot 14,0067$ [kg/kmol]
$PCI_{comb} = 17800$ [kJ/kg]	$xs_{CO2} = 5,6525$ [%]	$MN2ar = 28,15$ [kg/kmol]
$\alpha = 0,106$	$xs_{O2} = 15,3325$ [%]	$MCO2 = 12,0107 + 2 \cdot 15,9994$ [kg/kmol]
$\dot{m}_{ag} = 0,15534$ [kg/s]	$xs_{CO} = 0,0368$ [%]	$MCO = 12,0107 + 15,9994$ [kg/kmol]
$T_{ent} = 12,51$ [°C]	$P_{cham} = 1,17$ [Pa]	$MH2O = 2 \cdot 1,0079 + 15,9994$ [kg/kmol]
$T_{sai} = 40,14$ [°C]	$Pdin1 = 41,546$ [Pa]	$MSO2 = 32,065 + 2 \cdot 15,9994$ [kg/kmol]
		$Mar = 28,9582$ [kg/kmol]

Figura B. 1 – Algoritmo do EES: introdução dos *inputs*.

equação estequiométrica

$$\begin{aligned} nR7 &= \frac{w_{ar}}{1000} \cdot \frac{m_{at}}{MH2O} \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP1 &= nR1 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP2 &= nR6 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP3 &= nR2 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nR0 &= \frac{2 \cdot nP1 + nP3 + 2 \cdot nP7 - 2 \cdot nR3}{2} \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP4 &= nR7 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP5 &= nR4 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP6 &= 3,76 \cdot nR0 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nP7 &= nR5 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ m_{at} &= 4,76 \cdot nR0 \cdot Mar \quad [\text{kg/kgcomb}] \end{aligned}$$

Figura B. 2 – Algoritmo do EES: cálculo dos coeficientes da equação estequiométrica.

equação real

$$\begin{aligned} ncR1 &= nR1 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR2 &= nR2 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR3 &= nR3 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR4 &= nR4 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR5 &= nR5 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR6 &= nR6 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncR7 &= \frac{w_{ar}}{1000} \cdot \frac{m_{ars}}{MH2O} \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP1 &= ncR1 - ncP9 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP2 &= ncR6 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP3 &= ncR2 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP4 &= ncR7 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ nR0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] &= \frac{2 \cdot ncP1 + ncP3 + 2 \cdot ncP7 + 2 \cdot ncP8 + ncP9 - 2 \cdot ncR3}{2} \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP5 &= ncR4 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP6 &= 3,76 \cdot nR0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ ncP7 &= ncR5 \quad [\text{kmol/kgcomb}] \\ \frac{xs_{O2}}{100} &= \frac{ncP8}{ncP1 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \\ \frac{xs_{CO}}{100} &= \frac{ncP9}{ncP1 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \end{aligned}$$

Figura B. 3 – Algoritmo do EES: cálculo dos coeficientes da equação real de combustão (primeira parte).

$$\begin{aligned}
\frac{x_{H_2O}}{100} &= \frac{ncP2 + ncP3 + ncP4}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \\
\frac{x_{CO_2}}{100} &= \frac{ncP1}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \\
\frac{x_{N_2b}}{100} &= \frac{ncP5}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \\
\frac{x_{N_2ar}}{100} &= \frac{ncP6}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \\
\frac{x_{SO_2}}{100} &= \frac{ncP7}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \\
\frac{x_{O_2}}{100} &= \frac{ncP8}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \\
\frac{x_{CO}}{100} &= \frac{ncP9}{ncP1 + ncP2 + ncP3 + ncP4 + ncP5 + ncP6 + ncP7 + ncP8 + ncP9} \quad [\%] \\
Mh &= \frac{x_{H_2O} \cdot MH_2O + x_{CO_2} \cdot MCO_2 + x_{N_2b} \cdot MN_2 + x_{N_2ar} \cdot MN_2ar + x_{SO_2} \cdot MSO_2 + x_{O_2} \cdot MO_2 + x_{CO} \cdot MCO}{100} \quad [kg/kmol] \\
\rho &= \frac{P_{amb} + P_{cham}}{1000 \cdot \frac{R_u}{Mh} \cdot (T_g + 273,15)} \quad [kg/m^3] \\
v_1 &= \sqrt{2 \cdot \frac{P_{din1}}{\rho}} \quad [m/s] \\
v_2 &= \sqrt{2 \cdot \frac{P_{din2}}{\rho}} \quad [m/s] \\
v_3 &= \sqrt{2 \cdot \frac{P_{din3}}{\rho}} \quad [m/s] \\
v_{media} &= 1/5 \cdot (2 \cdot (v_1 + v_3) + v_2) \quad [m/s] \\
\dot{m}_{gFitct} &= v_{media} \cdot \rho \cdot A \quad [kg/s] \\
\dot{m}_{geq} &= (ncP1 \cdot MCO_2 + (ncP2 + ncP3 + ncP4) \cdot MH_2O + ncP5 \cdot MN_2 + ncP6 \cdot MN_2ar + ncP7 \cdot MSO_2 + ncP8 \cdot MO_2 + ncP9 \cdot MCO) \cdot \dot{m}_{comb} \\
m_{ars} &= 4,76 \cdot nR0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] \cdot Mar \quad [kg/kgcomb] \\
m_{arh} &= m_{ars} \cdot \left[1 + \frac{w_{ar}}{1000} \right] \quad [kg/kgcomb] \\
\dot{m}_{ar} &= m_{arh} \cdot \dot{m}_{ccomb} \quad [kg/s] \\
\dot{m}_R &= \dot{m}_{ccomb} + \dot{m}_{ar} \quad [kg/s] \\
\dot{m}_P &= \dot{m}_R \quad [kg/s] \\
erroeq &= \left[\frac{\dot{m}_P - \dot{m}_{geq}}{\dot{m}_P} \right] \cdot 100 \quad [\%] \\
erroPitot &= \left[\frac{\dot{m}_P - \dot{m}_{gFitct}}{\dot{m}_P} \right] \cdot 100 \quad [\%]
\end{aligned}$$

Figura B. 4 – Algoritmo do EES: cálculo dos coeficientes da equação real de combustão (segunda parte).

potências

$$h_{IV} = 2442 \text{ [kJ/kg]}$$

$$PC_{CO} = 10102 \text{ [kJ/kg]}$$

$$T_{media} = \frac{T_{amb} + T_g}{2} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$cp_{H_2O} = Cp (H_2O ; T = T_{media}) \text{ [kJ/(kgK)]}$$

$$cp_{CO_2} = Cp (CO_2 ; T = T_{media}) \text{ [kJ/(kgK)]}$$

$$cp_{O_2} = Cp (O_2 ; T = T_{media}) \text{ [kJ/(kgK)]}$$

$$cp_{CO} = Cp (CO ; T = T_{media}) \text{ [kJ/(kgK)]}$$

$$cp_{N_2} = Cp (N_2 ; T = T_{media}) \text{ [kJ/(kgK)]}$$

$$cp_{SO_2} = Cp (SO_2 ; T = T_{media}) \text{ [kJ/(kgK)]}$$

$$c_{ag} = 4,18 \text{ [kJ/(kgK)]}$$

$$\dot{Q}_{fcin} = \dot{m}_{ccmb} \cdot PCI_{comb} \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m}_{ag} \cdot c_{ag} \cdot (T_{sai} - T_{ent}) \text{ [kW]}$$

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{fcin}} \cdot 100 \text{ [%]}$$

$$\dot{Q}_{gs} = ((ncP2 + ncP3 + ncP4) \cdot MH_2O \cdot cp_{H_2O} + ncP1 \cdot MCO_2 \cdot cp_{CO_2} + ncP5 \cdot MN_2 \cdot cp_{N_2} + ncP6 \cdot MN_{2ar} \cdot cp_{N_2} + ncP7 \cdot MSO_2 \cdot cp_{SO_2} + ncP8 \cdot MO_2 \cdot cp_{O_2} + ncP9 \cdot MCO \cdot cp_{CO}) \cdot \dot{m}_{comb} \cdot (T_g - T_{amb})$$

$$\dot{Q}_{gl} = \dot{m}_{ccmb} \cdot \alpha \cdot h_{IV} \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_{gs} + \dot{Q}_{gl} \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{CO} = ncP9 \cdot MCO \cdot \dot{m}_{ccmb} \cdot PC_{CO} \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{cutres} = \dot{Q}_{fcin} - \dot{Q}_{util} - \dot{Q}_{gl} - \dot{Q}_{gs} - \dot{Q}_{CO} \text{ [kW]}$$

Figura B. 5 – Algoritmo do EES: cálculo do rendimento e das perdas térmicas.

Temperatura adiabática de chama

$$T0 = 25 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$c_{\text{comb}} = 2,512 \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$T_{\text{media1}} = \frac{T0 + T_{\text{amb}}}{2} \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$c_{\text{prO2ar}} = \text{Cp} (\text{O2} ; T = T_{\text{media1}}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{prN2ar}} = \text{Cp} (\text{N2} ; T = T_{\text{media1}}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{prH2Oar}} = \text{Cp} (\text{h2o} ; T = T_{\text{media1}}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$\Delta 0 = \text{PCI}_{\text{comb}} \cdot \dot{m}_{\text{comb}} \text{ } [\text{kW}]$$

$$\Delta 1_{\text{comb}} = c_{\text{comb}} \cdot \dot{m}_{\text{comb}} \cdot (T0 - T_{\text{amb}}) \text{ } [\text{kW}]$$

$$\Delta 1_{\text{arc}} = \left[nR0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] \cdot MO2 \cdot c_{\text{prO2ar}} + 3,76 \cdot nR0 \cdot \left[1 + \frac{e}{100} \right] \cdot MN2ar \cdot c_{\text{prN2ar}} + ncR7 \cdot MH2O \cdot c_{\text{prH2Oar}} \right] \cdot \dot{m}_{\text{comb}} \cdot (T0 - T_{\text{amb}}) \text{ } [\text{kW}]$$

$$\Delta 1_{\text{c}} = \Delta 1_{\text{comb}} + \Delta 1_{\text{arc}} \text{ } [\text{kW}]$$

$$T2c_1 = 400 \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$T_{\text{media2c}_1} = \frac{T0 + T2c_1}{2} \text{ } [^{\circ}\text{C}]$$

$$c_{\text{ppCO2c}_1} = \text{Cp} (\text{CO2} ; T = T_{\text{media2c}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppH2Oc}_1} = \text{Cp} (\text{h2o} ; T = T_{\text{media2c}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppN2bc}_1} = \text{Cp} (\text{N2} ; T = T_{\text{media2c}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppN2arc}_1} = \text{Cp} (\text{N2} ; T = T_{\text{media2c}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

$$c_{\text{ppSO2c}_1} = \text{Cp} (\text{SO2} ; T = T_{\text{media2c}_1}) \text{ } [\text{kJ}/(\text{kgK})]$$

Figura B. 6 – Algoritmo do EES: cálculo da temperatura adiabática de chama real (primeira parte).

$$cppO2c_1 = Cp(O2; T = Tmedia2c_1) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppCOc_1 = Cp(CO; T = Tmedia2c_1) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$T2c_2 = T0 + \frac{\Delta Q - \Delta 1c}{m_{comb} \cdot (ncP1 \cdot MCO2 \cdot cppCO2c_1 + (ncP2 + ncP3 + ncP4) \cdot MH2O \cdot cppH2Oc_1 + ncP5 \cdot MN2 \cdot cppN2bc_1 + ncP6 \cdot MN2ar \cdot cppN2arc_1 + ncP7 \cdot MSO2 \cdot cppSO2c_1 + ncP8 \cdot MO2 \cdot cppO2c_1 + ncP9 \cdot MCO \cdot cppCOc_1)}$$

$$Tmedia2c_i = \frac{T0 + T2c_i}{2} \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [^{\circ}C]$$

$$cppCO2c_i = Cp(CO2; T = Tmedia2c_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppH2Oc_i = Cp(h2o; T = Tmedia2c_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppN2bc_i = Cp(N2; T = Tmedia2c_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppN2arc_i = Cp(N2; T = Tmedia2c_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppSO2c_i = Cp(SO2; T = Tmedia2c_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppO2c_i = Cp(O2; T = Tmedia2c_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppCOc_i = Cp(CO; T = Tmedia2c_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$T2c_{i+1} = T0 + \frac{\Delta Q - \Delta 1c}{m_{comb} \cdot (ncP1 \cdot MCO2 \cdot cppCO2c_i + (ncP2 + ncP3 + ncP4) \cdot MH2O \cdot cppH2Oc_i + ncP5 \cdot MN2 \cdot cppN2bc_i + ncP6 \cdot MN2ar \cdot cppN2arc_i + ncP7 \cdot MSO2 \cdot cppSO2c_i + ncP8 \cdot MO2 \cdot cppO2c_i + ncP9 \cdot MCO \cdot cppCOc_i)} \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10)$$

Figura B. 7 – Algoritmo do EES: cálculo da temperatura adiabática de chama real (segunda parte).

Temperatura adiabática de chama estequiométrica

$$\Delta 1_{ar} = (nR0 \cdot MO2 \cdot cprO2ar + 3,76 \cdot nR0 \cdot MN2ar \cdot cprN2ar + nR7 \cdot MH2O \cdot cprH2Oar) \cdot \dot{m}_{comb} \cdot (T0 - T_{amb}) \quad [kW]$$

$$\Delta 1 = \Delta 1_{comb} + \Delta 1_{ar} \quad [kW]$$

$$T2_1 = 400 \quad [^{\circ}C]$$

$$Tmedia2_1 = \frac{T0 + T2_1}{2} \quad [^{\circ}C]$$

$$cppCO2_1 = Cp(CO2; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppH2O_1 = Cp(h2o; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppN2b_1 = Cp(N2; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppN2ar_1 = Cp(N2; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppSO2_1 = Cp(SO2; T = Tmedia2_1) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$T2_2 = T0 + \frac{\Delta 0 - \Delta 1}{\dot{m}_{comb} \cdot (nP1 \cdot MCO2 \cdot cppCO2_1 + (nP2 + nP3 + nP4) \cdot MH2O \cdot cppH2O_1 + nP5 \cdot MN2 \cdot cppN2b_1 + nP6 \cdot MN2ar \cdot cppN2ar_1 + nP7 \cdot MSO2 \cdot cppSO2_1)}$$

$$Tmedia2_i = \frac{T0 + T2_i}{2} \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [^{\circ}C]$$

$$cppCO2_i = Cp(CO2; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppH2O_i = Cp(h2o; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppN2b_i = Cp(N2; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppN2ar_i = Cp(N2; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$cppSO2_i = Cp(SO2; T = Tmedia2_i) \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10) \quad [kJ/(kgK)]$$

$$T2_{i+1} = T0 + \frac{\Delta 0 - \Delta 1}{\dot{m}_{comb} \cdot (nP1 \cdot MCO2 \cdot cppCO2_i + (nP2 + nP3 + nP4) \cdot MH2O \cdot cppH2O_i + nP5 \cdot MN2 \cdot cppN2b_i + nP6 \cdot MN2ar \cdot cppN2ar_i + nP7 \cdot MSO2 \cdot cppSO2_i)} \quad (\text{for } i = 2 \text{ to } 10)$$

Figura B. 8 – Algoritmo do EES: cálculo da temperatura adiabática de chama estequiométrica.

Na Figura B.9 apresentam-se os resultados obtidos do algoritmo apresentado anteriormente, dizendo respeito, igualmente, ao ensaio C1.

$A = 0,004584 \text{ [m}^2\text{]}$	$\alpha = 0,106$	$c_{pH_2Oar} = 1,867 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$	$c_{pN_2ar} = 1,038 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$	$c_{pO_2ar} = 0,9127 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$	$c_{pCO} = 1,039 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$
$c_{pCO_2} = 0,8757 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$	$c_{pH_2O} = 1,876 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$	$c_{pN_2} = 1,038 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$	$c_{pO_2} = 0,9229 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$	$c_{pSO_2} = 0,6406 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$	$c_{ag} = 4,18 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$
$c_{comb} = 2,512 \text{ [kJ/(kg}^{\circ}\text{K)]}$	$\Delta 0 = 23,21 \text{ [kW]}$	$\Delta 1 = 0,1067 \text{ [kW]}$	$\Delta 1ar = 0,07671 \text{ [kW]}$	$\Delta 1arc = 0,2799 \text{ [kW]}$	$\Delta 1c = 0,31 \text{ [kW]}$
$\Delta 1comb = 0,03001 \text{ [kW]}$	$e = 264,9 \text{ [%]}$	$erroeq = 0,0009213 \text{ [%]}$	$erroPitot = 2,912 \text{ [%]}$	$\eta = 77,29 \text{ [%]}$	$h_{lv} = 2442 \text{ [kJ/kg]}$
$Mar = 28,96 \text{ [kg/kmol]}$	$MCO = 28,01 \text{ [kg/kmol]}$	$MCO_2 = 44,01 \text{ [kg/kmol]}$	$Mh = 29,02 \text{ [kg/kmol]}$	$MH_2O = 18,02 \text{ [kg/kmol]}$	$MN_2 = 28,01 \text{ [kg/kmol]}$
$MN_2ar = 28,15 \text{ [kg/kmol]}$	$MO_2 = 32 \text{ [kg/kmol]}$	$MSO_2 = 64,06 \text{ [kg/kmol]}$	$m_{arh} = 23,15 \text{ [[kg/kg]]}$	$m_{ars} = 23,06 \text{ [kg/kg]}$	$m_{at} = 6,319 \text{ [kg/kg]}$
$\dot{m}_{ag} = 0,1553 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{ar} = 0,03019 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{comb} = 0,001304 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{geq} = 0,0315 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{gPitot} = 0,03058 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_p = 0,0315 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_R = 0,0315 \text{ [kg/s]}$	$ncP1 = 0,0411 \text{ [kmol/kg]}$	$ncP2 = 0,00588 \text{ [kmol/kg]}$	$ncP3 = 0,02825 \text{ [kmol/kg]}$	$ncP4 = 0,005042 \text{ [kmol/kg]}$	$ncP5 = 0,00105 \text{ [kmol/kg]}$
$ncP6 = 0,6291 \text{ [kmol/kg]}$	$ncP7 = 0,00001 \text{ [kmol/kg]}$	$ncP8 = 0,1216 \text{ [kmol/kg]}$	$ncP9 = 0,0002919 \text{ [kmol/kg]}$	$ncR1 = 0,04139 \text{ [kmol/kg]}$	$ncR2 = 0,02825 \text{ [kmol/kg]}$
$ncR3 = 0,00968 \text{ [kmol/kg]}$	$ncR4 = 0,00105 \text{ [kmol/kg]}$	$ncR5 = 0,00001 \text{ [kmol/kg]}$	$ncR6 = 0,00588 \text{ [kmol/kg]}$	$ncR7 = 0,005042 \text{ [kmol/kg]}$	$nP1 = 0,04139 \text{ [kmol/kg]}$
$nP2 = 0,00588 \text{ [kmol/kg]}$	$nP3 = 0,02825 \text{ [kmol/kg]}$	$nP4 = 0,001382 \text{ [kmol/kg]}$	$nP5 = 0,00105 \text{ [kmol/kg]}$	$nP6 = 0,1724 \text{ [kmol/kg]}$	$nP7 = 0,00001 \text{ [kmol/kg]}$
$nR0 = 0,04585 \text{ [kmol/kg]}$	$nR1 = 0,04139 \text{ [kmol/kg]}$	$nR2 = 0,02825 \text{ [kmol/kg]}$	$nR3 = 0,00968 \text{ [kmol/kg]}$	$nR4 = 0,00105 \text{ [kmol/kg]}$	$nR5 = 0,00001 \text{ [kmol/kg]}$
$nR6 = 0,00588 \text{ [kmol/kg]}$	$nR7 = 0,001382 \text{ [kmol/kg]}$	$PCI_{comb} = 17800 \text{ [kJ/kg]}$	$PC_{CO} = 10102 \text{ [kJ/kg]}$	$P_{din1} = 41,55 \text{ [Pa]}$	$P_{din2} = 23,35 \text{ [Pa]}$
$P_{din3} = 10,73 \text{ [Pa]}$	$P_{amb} = 100781 \text{ [Pa]}$	$P_{cham} = 1,17 \text{ [Pa]}$	$\dot{Q}_{CO} = 0,1077 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{form} = 23,21 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_g = 3,058 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{gl} = 0,3376 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{gs} = 2,72 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{outros} = 2,107 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{util} = 17,94 \text{ [kW]}$	$\rho = 0,9439 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$Ru = 8,314 \text{ [kJ/(kmol}^{\circ}\text{K)]}$
$T_0 = 25 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{media1} = 20,42 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{amb} = 15,84 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{ent} = 12,51 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_g = 99,52 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{media} = 57,68 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$
$T_{sai} = 40,14 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$v1 = 9,382 \text{ [m/s]}$	$v2 = 7,033 \text{ [m/s]}$	$v3 = 4,768 \text{ [m/s]}$	$v_{media} = 7,067 \text{ [m/s]}$	$w_{ar} = 3,939 \text{ [g/kg]}$
$xh_{CO} = 0,03507 \text{ [%]}$	$xh_{CO_2} = 4,938 \text{ [%]}$	$xh_{H_2O} = 4,707 \text{ [%]}$	$xh_{N_2ar} = 75,58 \text{ [%]}$	$xh_{N_2b} = 0,1262 \text{ [%]}$	$xh_{O_2} = 14,61 \text{ [%]}$
$xh_{SO_2} = 0,001202 \text{ [%]}$	$xs_{CO} = 0,0368 \text{ [%]}$	$xs_{CO_2} = 5,653 \text{ [%]}$	$xs_{O_2} = 15,33 \text{ [%]}$		

Figura B. 9 – Resultados do algoritmo do EES.

Uma vez que o processo de cálculo da temperatura adiabática é iterativo, considerou-se pertinente também se apresentar a Tabela de Arrays do EES, Figura B.10 e B.11, sendo possível ver as dez iterações realizadas. Analisando as figuras, verifica-se que o procedimento de cálculo convergia na quinta iteração no cálculo da temperatura adiabática de chama real e na sexta iteração no cálculo desta temperatura em condições estequiométricas.

Sort	1 T2c _i [C]	2 Tmedia2c _i [C]	3 cppCO2c _i [kJ/(kg*K)]	4 cppCOc _i [kJ/(kg*K)]	5 cppH2Oc _i [kJ/(kg*K)]	6 cppN2arc _i [kJ/(kg*K)]	7 cppN2bc _i [kJ/(kg*K)]	8 cppO2c _i [kJ/(kg*K)]
[1]	400	212,5	1,007	1,065	1,942	1,056	1,056	0,9728
[2]	707,9	366,5	1,098	1,1	2,039	1,086	1,086	1,015
[3]	683,9	354,5	1,092	1,097	2,031	1,084	1,084	1,012
[4]	685,8	355,4	1,092	1,097	2,031	1,084	1,084	1,013
[5]	685,6	355,3	1,092	1,097	2,031	1,084	1,084	1,013
[6]	685,6	355,3	1,092	1,097	2,031	1,084	1,084	1,013
[7]	685,6	355,3	1,092	1,097	2,031	1,084	1,084	1,013
[8]	685,6	355,3	1,092	1,097	2,031	1,084	1,084	1,013
[9]	685,6	355,3	1,092	1,097	2,031	1,084	1,084	1,013
[10]	685,6	355,3	1,092	1,097	2,031	1,084	1,084	1,013
[11]	685,6							

Figura B. 10 – Tabela de Arrays do EES: temperatura adiabática de chama real.

9 T2 _i [C]	10 Tmedia2 _i [C]	11 cppCO2 _i [kJ/(kg*K)]	12 cppH2O _i [kJ/(kg*K)]	13 cppN2ar _i [kJ/(kg*K)]	14 cppN2b _i [kJ/(kg*K)]	15 cppSO2 _i [kJ/(kg*K)]	16 cppSO2c _i [kJ/(kg*K)]
400	212,5	1,007	1,942	1,056	1,056	0,722	0,722
2177	1101	1,309	2,548	1,228	1,228	0,8798	0,776
1795	910,2	1,274	2,425	1,198	1,198	0,8652	0,7726
1848	936,4	1,28	2,443	1,202	1,202	0,8675	0,7728
1840	932,4	1,279	2,44	1,202	1,202	0,8672	0,7728
1841	933	1,279	2,44	1,202	1,202	0,8673	0,7728
1841	932,9	1,279	2,44	1,202	1,202	0,8672	0,7728
1841	932,9	1,279	2,44	1,202	1,202	0,8672	0,7728
1841	932,9	1,279	2,44	1,202	1,202	0,8672	0,7728
1841	932,9	1,279	2,44	1,202	1,202	0,8672	0,7728
1841							

Figura B. 11 – Tabela de Arrays do EES: temperatura adiabática de chama estequiométrica.

ANEXO C: ENSAIOS DO DESEMPENHO TÉRMICO

Neste anexo, apresentam-se as evoluções da temperatura dos gases de exaustão, a concentração de oxigénio e de dióxido de carbono durante a fase de regime permanente para os diversos ensaios do desempenho térmico realizados. As Figuras C.1 a C.9 dizem respeito a essas evoluções para os ensaios C2, C3, C4, C5, C6, P1, V1, E1 e E2, respetivamente.

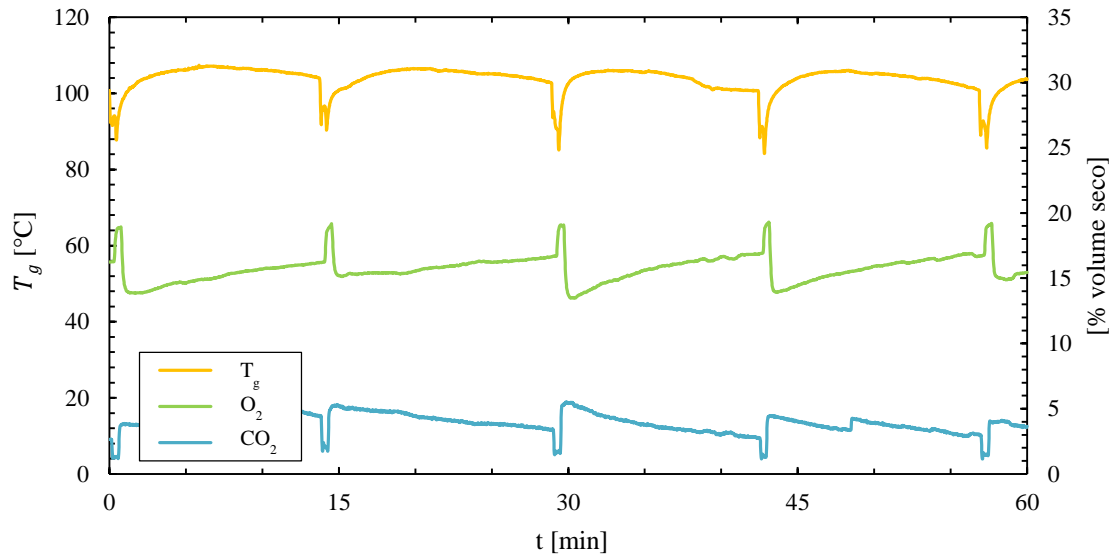


Figura C. 1 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio C2.

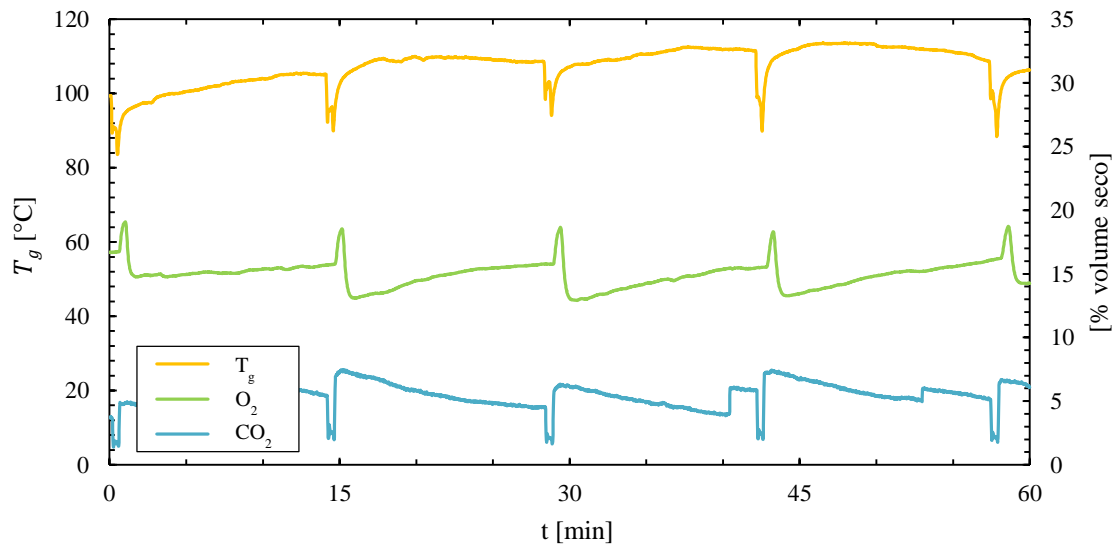


Figura C. 2 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigénio e dióxido de carbono do ensaio C3.

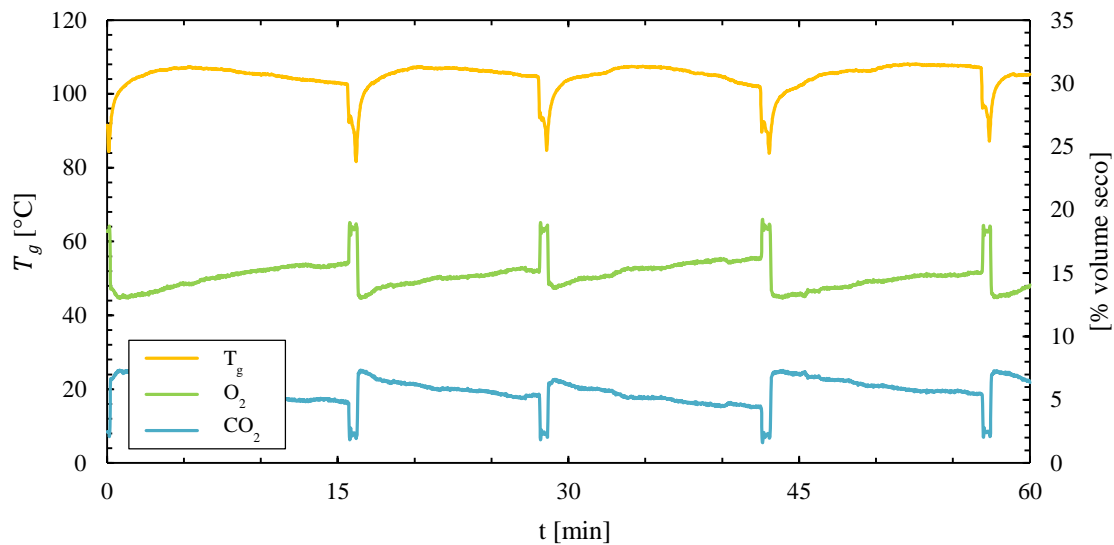


Figura C. 3 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio C4.

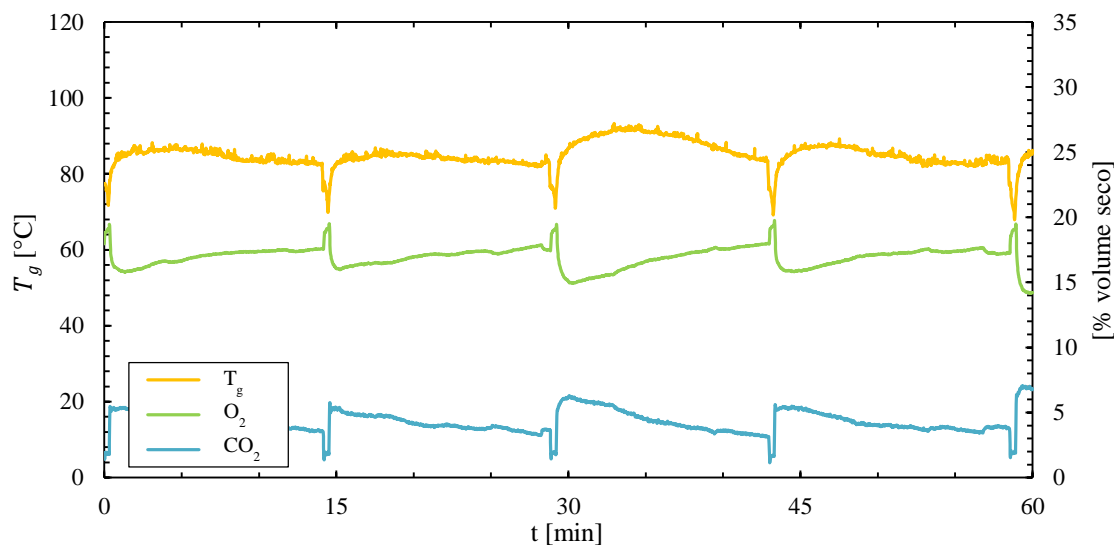


Figura C. 4 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio C5.

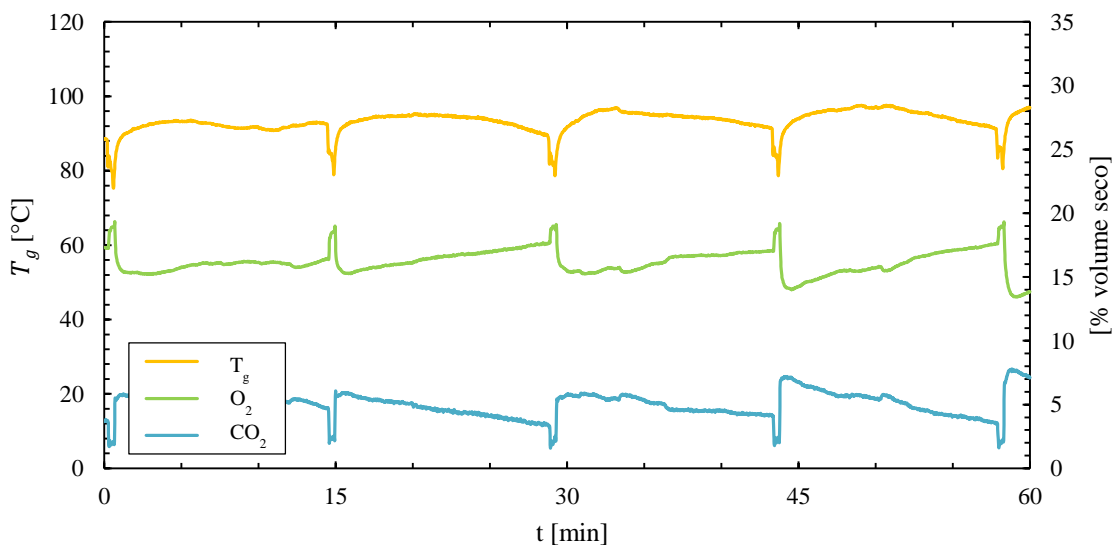


Figura C. 5 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio C6.

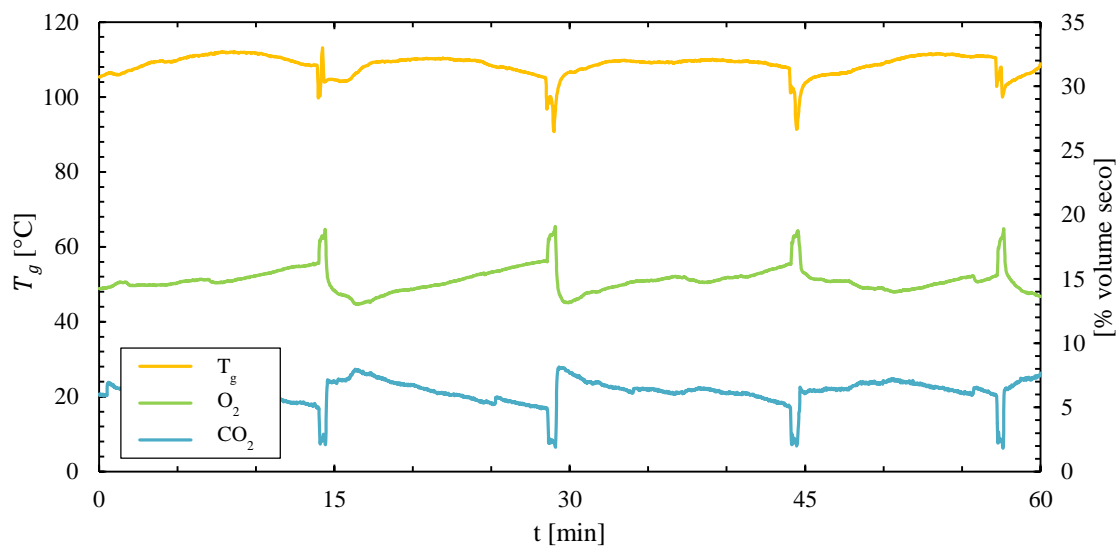


Figura C. 6 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio P1.

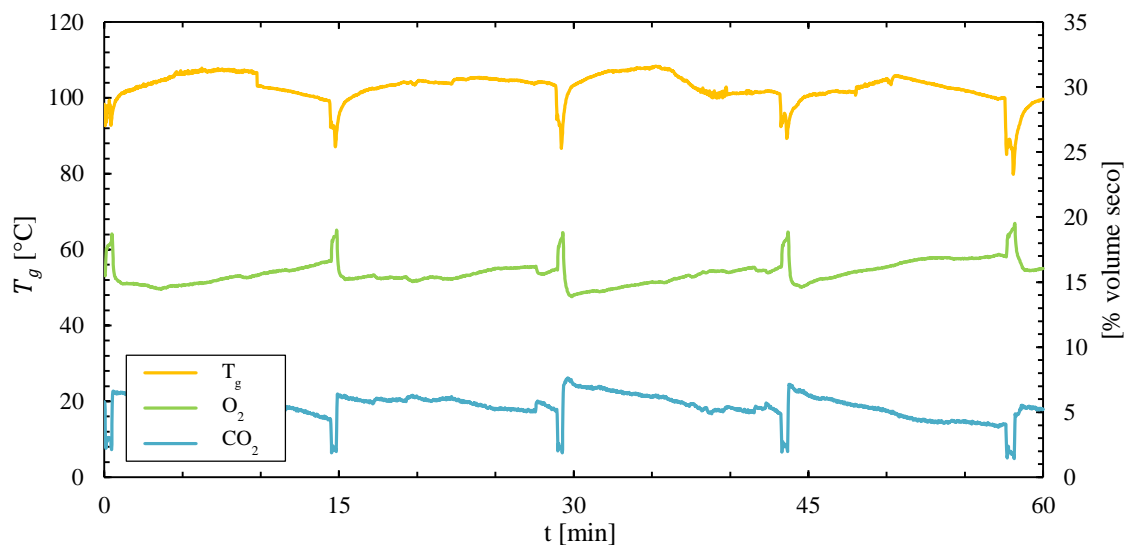


Figura C. 7 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio V1.

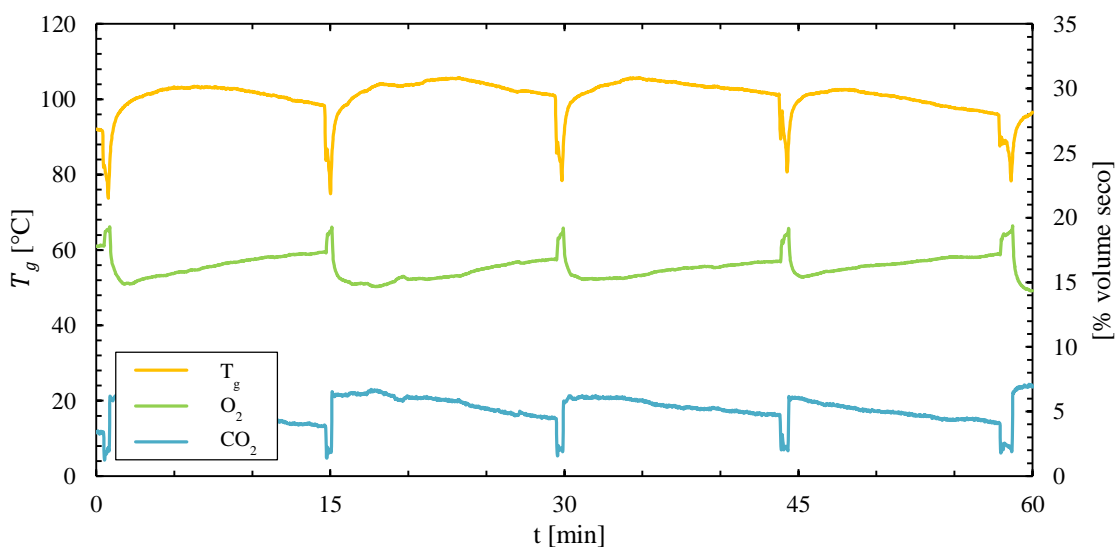


Figura C. 8 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio E1.

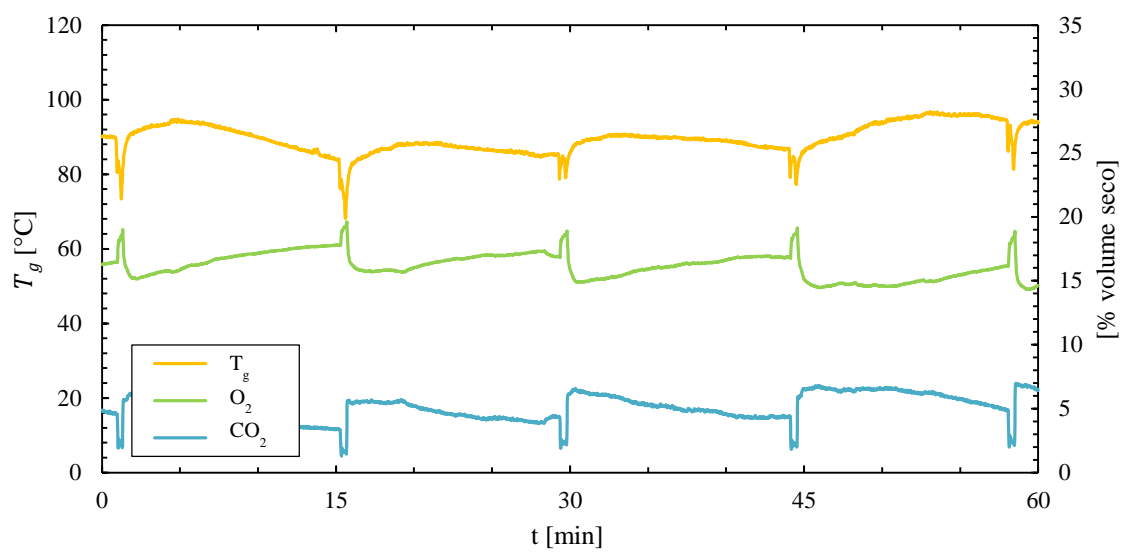


Figura C. 9 – Evolução da temperatura dos gases, concentração de oxigênio e dióxido de carbono do ensaio E2.

ANEXO D: ENSAIOS DA TAXA DE QUEIMA

Neste anexo, apresentam-se os valores registados durante cada ensaio da taxa de queima: valor da massa da amostra m_j , do tempo de entrada $t_{ent,j}$ e do tempo de saída da amostra da caldeira $t_{sai,j}$, para cada instante de tempo j . São também apresentados os valores do tempo fictício t_j , da fração queimada da amostra φ_j e da taxa de queima \dot{m}_{cj} , para cada instante j , para todos os ensaios realizados. As Tabelas D.1 a D.7 dizem respeito aos ensaios C3, C4, C5, C6, P1, V1, E1 e E2, respetivamente.

Tabela D. 1 – Ensaio da taxa de queima C3

Instante j	m_j [g]	$t_{ent,j}$ [min]	$t_{sai,j}$ [min]	t_j [min]	φ_j [%]	\dot{m}_{cj} [g/min]
0	116,2	-	0,0	0,0	0,0	-
1	110,7	0,0	2,0	2,0	4,7	2,8
2	104,2	2,3	4,3	4,0	10,3	3,3
3	92,6	4,7	6,7	6,0	20,3	5,8
4	77,2	7,7	9,7	8,0	33,6	7,7
5	64,6	10,0	12,0	10,0	44,4	6,3
6	53,8	12,4	14,4	12,0	53,7	5,4
7	44,0	14,6	16,6	14,0	62,1	4,9
8	38,9	17,0	19,0	16,0	66,5	2,6

Tabela D. 2 – Ensaio da taxa de queima C4

Instante j	m_j [g]	$t_{ent,j}$ [min]	$t_{sai,j}$ [min]	t_j [min]	φ_j [%]	\dot{m}_{cj} [g/min]
0	102,3	-	0,0	0,0	0,0	-
1	100,1	0,0	2,0	2,0	2,2	1,1
2	95,1	2,4	4,4	4,0	7,0	2,5
3	86,5	4,9	6,9	6,0	15,4	4,3
4	78,5	7,3	9,3	8,0	23,3	4,0
5	68,9	9,7	11,7	10,0	32,6	4,8
6	53,9	12,1	14,1	12,0	47,3	7,5
7	42,6	14,4	16,4	14,0	58,4	5,7
8	32,5	16,8	18,8	16,0	68,2	5,1
9	27,3	19,7	21,7	18,0	73,3	2,6

Tabela D. 3 – Ensaio da taxa de queima C5

Instante j	m_j [g]	$t_{ent,j}$ [min]	$t_{sai,j}$ [min]	t_j [min]	φ_j [%]	\dot{m}_{cj} [g/min]
0	101,2	-	0,0	0,0	0,0	-
1	94,4	0,0	2,0	2,0	6,7	3,4
2	87,4	2,5	4,5	4,0	13,6	3,5
3	70,3	4,9	6,9	6,0	30,5	8,6
4	54,1	7,2	9,2	8,0	46,5	8,1
5	45,3	9,6	11,6	10,0	55,2	4,4
6	33,0	12,6	14,6	12,0	67,4	6,2
7	27,4	15,1	17,1	14,0	72,9	2,8
8	22,2	17,5	19,5	16,0	78,1	2,6

Tabela D. 4 – Ensaio da taxa de queima C6

Instante j	m_j [g]	$t_{ent,j}$ [min]	$t_{sai,j}$ [min]	t_j [min]	φ_j [%]	\dot{m}_{cj} [g/min]
0	110,6		0,0	0,0	0,0	-
1	109,3	0,0	2,0	2,0	1,2	0,6
2	104,9	2,4	4,4	4,0	5,2	2,2
3	99,6	4,8	6,8	6,0	9,9	2,7
4	85,5	7,3	9,3	8,0	22,7	7,1
5	69,8	9,8	11,8	10,0	36,9	7,9
6	55,6	12,2	14,2	12,0	49,7	7,1
7	47,3	14,7	16,7	14,0	57,2	4,2
8	40,8	17,1	19,1	16,0	63,1	3,3
9	31,2	19,4	21,4	18,0	71,8	4,8

Tabela D. 5 – Ensaio da taxa de queima P1

Instante j	m_j [g]	$t_{ent,j}$ [min]	$t_{sai,j}$ [min]	t_j [min]	φ_j [%]	\dot{m}_{cj} [g/min]
<i>0</i>	104,9	-	0,0	0,0	0,0	-
<i>1</i>	92,8	0,0	2,0	2,0	11,5	6,1
2	80,8	2,3	4,3	4,0	23,0	6,0
3	66,6	4,6	6,6	6,0	36,5	7,1
4	54,9	6,9	8,9	8,0	47,7	5,9
5	48,0	9,1	11,1	10,0	54,2	3,5
6	39,6	11,5	13,5	12,0	62,2	4,2
7	29,8	13,8	15,8	14,0	71,6	4,9
8	23,4	16,2	18,2	16,0	77,7	3,2

Tabela D. 6 – Ensaio da taxa de queima V1

Instante j	m_j [g]	$t_{ent,j}$ [min]	$t_{sai,j}$ [min]	t_j [min]	φ_j [%]	\dot{m}_{cj} [g/min]
<i>0</i>	121,9	-	0,0	0,0	0,0	-
<i>1</i>	109,1	0,0	2,0	2,0	10,5	6,4
<i>2</i>	100,4	2,3	4,3	4,0	17,6	4,3
3	85,3	4,8	6,8	6,0	30,0	7,6
4	70,3	7,2	9,2	8,0	42,3	7,5
5	55,5	9,7	11,7	10,0	54,5	7,4
6	46,6	12,2	14,2	12,0	61,8	4,5
7	38,1	14,7	16,7	14,0	68,7	4,3
8	29,9	17,2	19,2	16,0	75,5	4,1

Tabela D. 7 – Ensaio da taxa de queima E1

Instante j	m_j [g]	$t_{ent,j}$ [min]	$t_{sai,j}$ [min]	t_j [min]	φ_j [%]	\dot{m}_{cj} [g/min]
<i>0</i>	68,2	-	0,0	0,0	0,0	-
<i>1</i>	64,1	0,0	2,0	2,0	6,0	2,1
<i>2</i>	59,8	2,4	4,4	4,0	12,3	2,2
3	44,6	4,7	6,7	6,0	34,6	7,6
4	31,0	7,0	9,0	8,0	54,5	6,8
5	20,8	9,5	11,5	10,0	69,5	5,1
6	15,2	11,9	13,9	12,0	77,7	2,8

Tabela D. 8 – Ensaio da taxa de queima E2

Instante j	m_j [g]	$t_{ent,j}$ [min]	$t_{sai,j}$ [min]	t_j [min]	φ_j [%]	\dot{m}_{cj} [g/min]
<i>0</i>	50,5	-	0,0	0,0	0,0	-
<i>1</i>	46,2	0,0	2,0	2,0	8,5	2,2
2	38,3	2,4	4,4	4,0	24,2	4,0
3	28,6	4,7	6,7	6,0	43,4	4,9
4	19,8	7,2	9,2	8,0	60,8	4,4
5	13,0	9,8	11,8	10,0	74,3	3,4

ANEXO E: FOTOGRAFIAS DOS ENSAIOS DA TAXA DE QUEIMA

No presente anexo, nas Figuras E.1 a E.7, apresentam-se as fotografias tiradas ao longo dos ensaios da taxa de queima. Como referido na Secção 8.2, assinalaram-se as fotografias a serem excluídas da análise, por não apresentarem uma fração queimada superior a 20%, com um círculo vermelho.

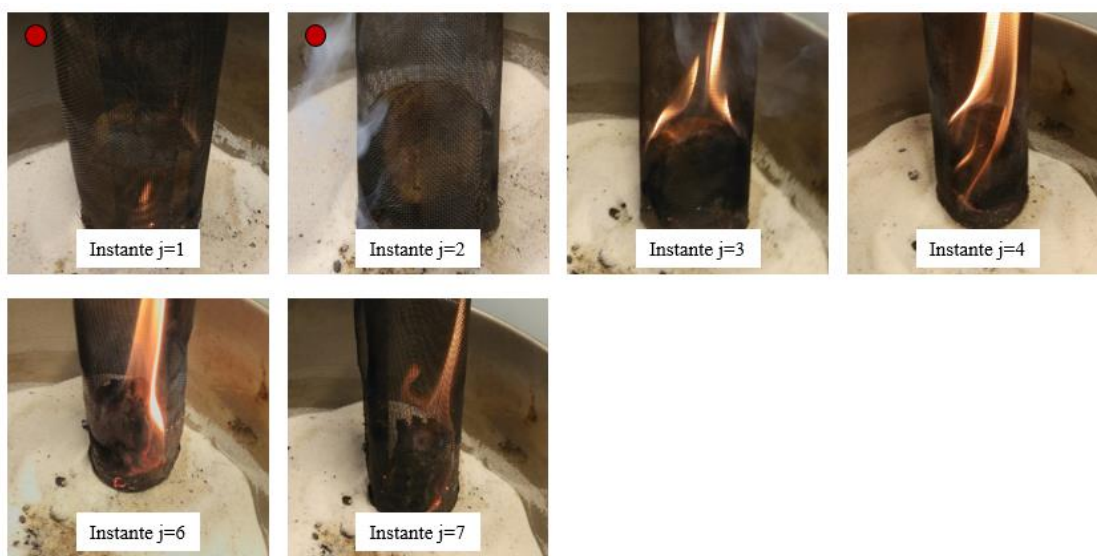


Figura E. 1 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima C3.

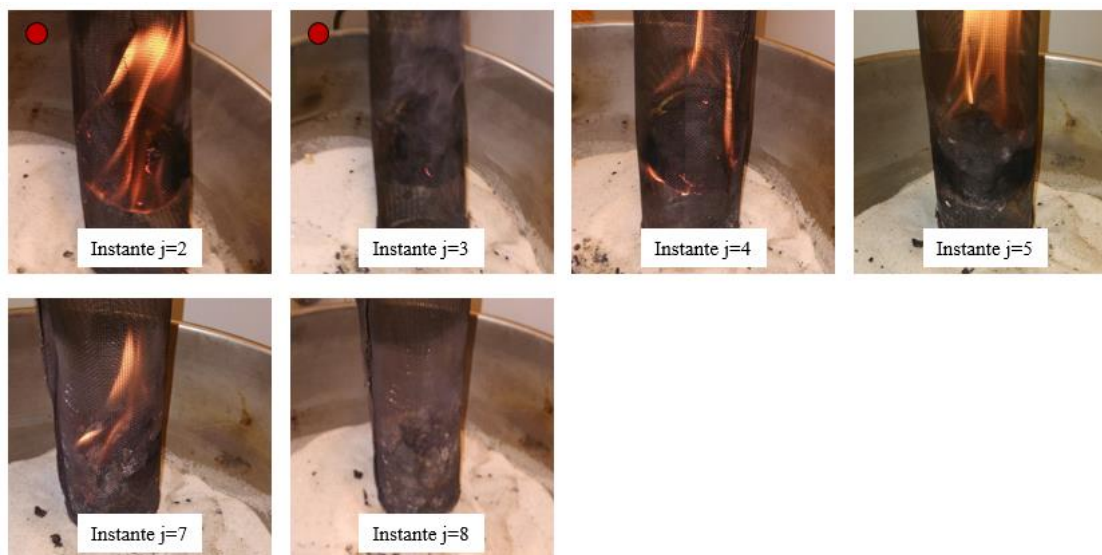


Figura E. 2 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima C4.

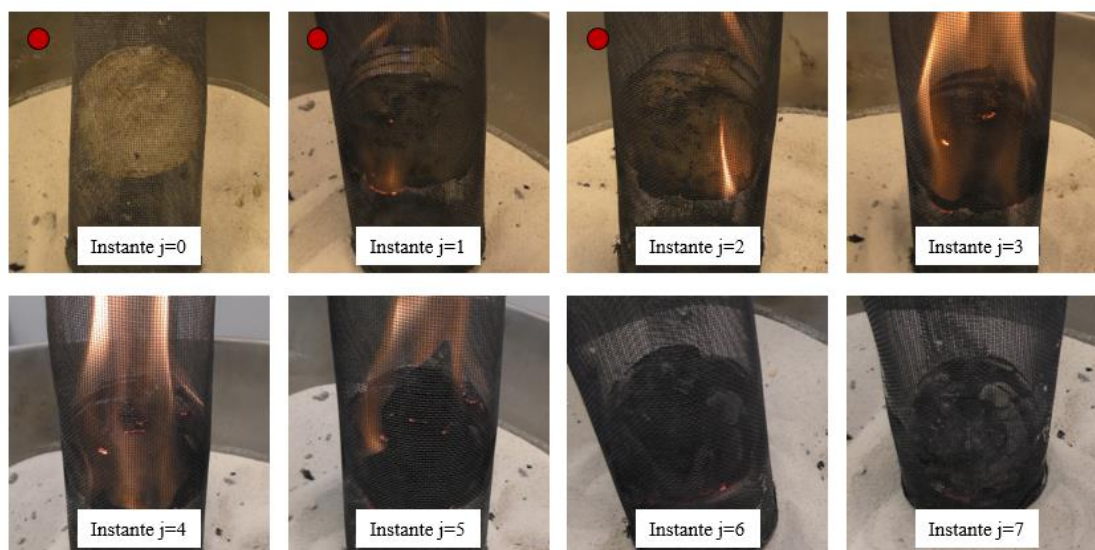


Figura E. 3 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima C5.



Figura E. 4 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima C6.

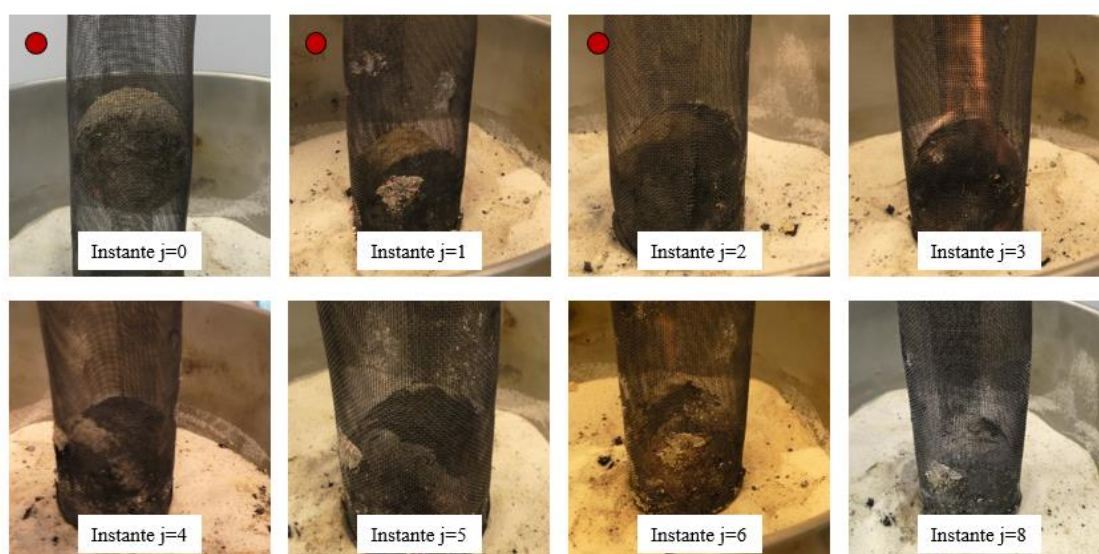


Figura E. 5 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima V1.



Figura E. 6 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima E1.

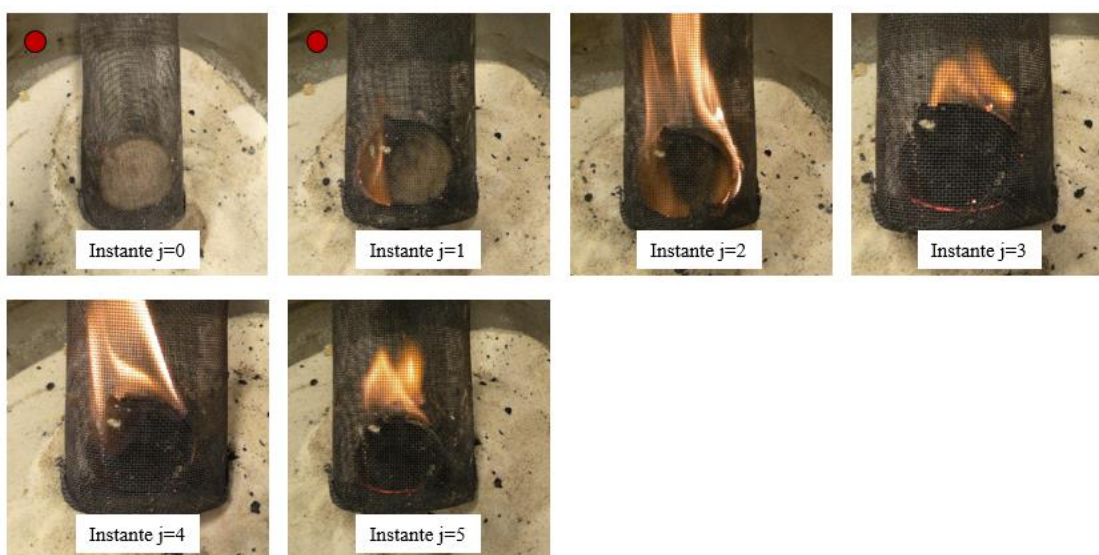


Figura E. 7 – Fotografias da amostra durante o ensaio da taxa de queima E2.

ANEXO F: RESULTADOS DOS ENSAIOS DA TAXA DE QUEIMA

Neste anexo, apresentam-se os resultados obtidos para os ensaios da taxa de queima. Como descrito nas Secções 7.2.1 e 7.2.2, os valores do diâmetro da partícula do modelo de queima a massa volúmica constante e do diâmetro do núcleo carbonoso do modelo de queima a tamanho constante são iguais, bem como os valores das resistências globais à queima $1/K$. Nas Tabelas F.1 a F.8 apresentam-se, para cada ensaio realizado, os valores da taxa de queima \dot{m}_{cj} , da fração queimada φ_j , do diâmetro d_j e da resistência global à queima $1/K_j$, sendo que estes valores são válidos para os dois modelos de queima analisados na presente dissertação.

Tabela F. 1 – Resultados do ensaio da taxa de queima C3

Instante j	\dot{m}_{cj} [kg/s]	φ_j [%]	d_j [m]	K_j [m/s]	$1/K_j$ [s/m]
0	-	0,0	7,33E-02		
1	4,58E-05	4,7	7,21E-02	0,11	8,70
2	5,42E-05	10,3	7,07E-02	0,14	7,07
3	9,67E-05	20,3	6,80E-02	0,27	3,66
4	1,28E-04	33,6	6,40E-02	0,41	2,44
5	1,05E-04	44,4	6,03E-02	0,38	2,65
6	9,00E-05	53,7	5,67E-02	0,37	2,74
7	8,17E-05	62,1	5,30E-02	0,38	2,64
8	4,25E-05	66,5	5,09E-02	0,21	4,67

Tabela F. 2 – Resultados do ensaio da taxa de queima C4

Instante j	\dot{m}_{cj} [kg/s]	φ_j [%]	d_j [m]	K_j [m/s]	$1/K_j$ [s/m]
0	-	0,0	7,03E-02		
1	1,83E-05	2,2	6,97E-02	0,05	21,41
2	4,17E-05	7,0	6,86E-02	0,11	9,10
3	7,17E-05	15,4	6,64E-02	0,20	4,97
4	6,67E-05	23,3	6,43E-02	0,20	5,01
5	8,00E-05	32,6	6,16E-02	0,26	3,82
6	1,25E-04	47,3	5,67E-02	0,48	2,08
7	9,42E-05	58,4	5,25E-02	0,42	2,36
8	8,42E-05	68,2	4,79E-02	0,45	2,20
9	4,33E-05	73,3	4,52E-02	0,26	3,81

Tabela F. 3 – Resultados do ensaio da taxa de queima C5

Instante j	\dot{m}_{cj} [kg/s]	φ_j [%]	d_j [m]	K_j [m/s]	$1/K_j$ [s/m]
0	-	0,0	7,00E-02		
1	5,67E-05	6,7	6,84E-02	0,15	6,70
2	5,83E-05	13,6	6,67E-02	0,16	6,18
3	1,43E-04	30,5	6,20E-02	0,46	2,19
4	1,35E-04	46,5	5,68E-02	0,52	1,94
5	7,33E-05	55,2	5,35E-02	0,32	3,17
6	1,03E-04	67,4	4,82E-02	0,54	1,84
7	4,67E-05	72,9	4,53E-02	0,28	3,57
8	4,33E-05	78,1	4,22E-02	0,30	3,34

Tabela F. 4 – Resultados do ensaio da taxa de queima C6

Instante j	\dot{m}_{cj} [kg/s]	φ_j [%]	d_j [m]	K_j [m/s]	$1/K_j$ [s/m]
0	-	0,0	7,21E-02		
1	1,08E-05	1,2	7,18E-02	0,02	44,05
2	3,67E-05	5,2	7,08E-02	0,08	12,66
3	4,42E-05	9,9	6,96E-02	0,10	10,16
4	1,18E-04	22,7	6,62E-02	0,29	3,45
5	1,31E-04	36,9	6,18E-02	0,37	2,70
6	1,18E-04	49,7	5,73E-02	0,39	2,57
7	6,92E-05	57,2	5,43E-02	0,25	3,95
8	5,42E-05	63,1	5,17E-02	0,22	4,57
9	8,00E-05	71,8	4,73E-02	0,39	2,59

Tabela F. 5 – Resultados do ensaio da taxa de queima P1

Instante j	\dot{m}_{cj} [kg/s]	φ_j [%]	d_j [m]	K_j [m/s]	$1/K_j$ [s/m]
<i>0</i>	-	0,0	7,00E-02		
<i>1</i>	1,01E-04	11,5	6,72E-02	0,28	3,62
2	1,00E-04	23,0	6,42E-02	0,30	3,33
3	1,18E-04	36,5	6,02E-02	0,40	2,47
4	9,75E-05	47,7	5,64E-02	0,38	2,64
5	5,75E-05	54,2	5,39E-02	0,24	4,09
6	7,00E-05	62,2	5,06E-02	0,34	2,95
7	8,17E-05	71,6	4,60E-02	0,48	2,10
8	5,33E-05	77,7	4,25E-02	0,37	2,73

Tabela F. 6 – Resultados do ensaio da taxa de queima V1

Instante j	\dot{m}_{cj} [kg/s]	φ_j [%]	d_j [m]	K_j [m/s]	$1/K_j$ [s/m]
<i>0</i>	-	0,0	7,00E-02		
<i>1</i>	1,07E-04	10,5	6,75E-02	0,27	3,70
<i>2</i>	7,25E-05	17,6	6,56E-02	0,19	5,15
3	1,26E-04	30,0	6,21E-02	0,38	2,66
4	1,25E-04	42,3	5,83E-02	0,42	2,36
5	1,23E-04	54,5	5,39E-02	0,49	2,04
6	7,42E-05	61,8	5,08E-02	0,33	3,02
7	7,08E-05	68,7	4,75E-02	0,36	2,77
8	6,83E-05	75,5	4,38E-02	0,41	2,44

Tabela F. 7 – Resultados do ensaio da taxa de queima E1

Instante j	\dot{m}_{cj} [kg/s]	φ_j [%]	d_j [m]	K_j [m/s]	$1/K_j$ [s/m]
<i>0</i>	-	0,0	5,53E-02		
<i>1</i>	3,42E-05	6,0	5,41E-02	0,15	6,86
<i>2</i>	3,58E-05	12,3	5,29E-02	0,16	6,24
3	1,27E-04	34,6	4,80E-02	0,69	1,45
4	1,13E-04	54,5	4,25E-02	0,78	1,27
5	8,50E-05	69,5	3,72E-02	0,77	1,30
6	4,67E-05	77,7	3,35E-02	0,52	1,92

Tabela F. 8 – Resultados do ensaio da taxa de queima E2

Instante j	\dot{m}_{cj} [kg/s]	φ_j [%]	d_j [m]	K_j [m/s]	$1/K_j$ [s/m]
<i>0</i>	-	0,0	5,00E-02		
<i>1</i>	3,58E-05	8,5	4,85E-02	0,18	5,53
2	6,58E-05	24,2	4,56E-02	0,38	2,66
3	8,08E-05	43,4	4,14E-02	0,56	1,78
4	7,33E-05	60,8	3,66E-02	0,65	1,54
5	5,67E-05	74,3	3,18E-02	0,67	1,50

ANEXO G: ANÁLISE DE INCERTEZAS

Neste anexo, apresenta-se a análise de incertezas realizada para algumas das medições efetuadas durante o presente trabalho, nomeadamente para a concentração molar dos gases de exaustão, para as temperaturas e para a correlação obtida da calibração do caudalímetro.

A medição de qualquer variável tem associada uma incerteza experimental, podendo ser de origem sistemática ou aleatória. O erro sistemático é um erro fixo que pode ser reduzido através de calibração, enquanto que o erro aleatório é um erro variável e, como tal, pode ser reduzido pelo recurso a múltiplas leituras. Este comportamento distinto entre as duas componentes do erro torna necessário considerar as componentes supracitadas em separado.

O procedimento da análise detalhada de incertezas consiste na pesquisa das fontes elementares de erro e na determinação da sua contribuição através da estimativa das incertezas sistemáticas e aleatórias de cada variável medida (Coleman e Steele, 2009). No contexto da análise detalha de incertezas, considera-se que o resultado experimental r é uma função de n variáveis medidas X_i , de acordo com a equação de redução de dados:

$$r = r(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (G.1)$$

Segundo Coleman e Steele (2009), a incerteza total associada à medição de uma variável, para um intervalo de confiança de 95%, pode ser determinada através da equação G.2:

$$U_r^2 = P_r^2 + B_r^2 \quad (G.2)$$

com

$$P_r^2 = \sum_{i=1}^n \theta_i^2 P_i^2 \quad (G.3)$$

$$B_r^2 = \sum_{i=1}^n \theta_i^2 B_i^2 + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{k=i+1}^n \theta_i \theta_k B_{ik} \quad (G.4)$$

onde U_r , P_r e B_r são as incertezas associadas ao resultado experimental, global, aleatória e sistemática, respetivamente, P_i e B_i são as incertezas aleatórias e sistemáticas associadas às variáveis medidas X_i , θ_i é o operador $\frac{\partial r}{\partial X_i}$ e B_{ik} é o estimador de covariância para os erros sistemáticos em X_i e X_k .

G.1. Incerteza associada à medição da concentração molar dos gases de exaustão

Na determinação da incerteza associada à medição da concentração molar dos gases de exaustão foram apenas consideradas as incertezas relativas à exatidão e resolução de cada analisador. Na Tabela G.1 apresentam-se, de acordo com o fabricante, a resolução, a exatidão e a gama de leitura de cada analisador utilizado.

Tabela G. 1 – Características dos analisadores utilizados (valores em volume seco)

Analisadores	Resolução	Exatidão	Gama de leitura
O ₂	0,01%	±0,1%	25%
CO ₂	0,01%	±1% da gama de leitura	20%
CO	1 ppm	±1% da leitura	5000 ppm
NO _x	0,1 ppm	±1% da gama de leitura	1000 ppm

Nesta análise, considerou-se a incerteza aleatória na medição da concentração de cada gás igual a metade da resolução do respetivo analisador, estando estes valores apresentados na Tabela G.2.

Tabela G. 2 – Incertezas aleatórias associadas à medição da concentração dos gases de exaustão

P_{O_2} [%]	P_{CO_2} [%]	P_{CO} [%]	P_{NO} [%]	P_{NO_2} [%]
±0,005	±0,005	±0,00005	±0,000005	±0,000005

As incertezas sistemáticas foram calculadas de acordo com a exatidão do respetivo analisador, estando estes valores apresentados na Tabela G.3. Analisando a Tabela G.1, verifica-se que a exatidão do analisador de monóxido de carbono depende do valor da leitura considerado, tendo sido calculada a incerteza sistemática da medição deste gás para duas leituras distintas. Optou-se pela utilização dos valores mínimo e máximo registados na concentração média de CO ao longo dos ensaios do desempenho térmico, correspondendo a, aproximadamente, 250 ppm para o ensaio C3 (leitura 1) e a 1650 ppm para o ensaio V1 (leitura 2).

Tabela G. 3 – Incertezas sistemáticas associadas à medição da concentração dos gases de exaustão

B_{O_2} [%]	B_{CO_2} [%]	B_{CO} [%]	B_{NO} [%]	B_{NO_2} [%]
±0,1	±0,2	1: ±0,00025 2: ±0,00165	±0,001	±0,001

A incerteza global associada à medição da concentração de cada gás de exaustão foi calculada recorrendo à equação G.5.

$$U_{gás} = \sqrt{P_{gás}^2 + B_{gás}^2} \quad (G.5)$$

Na Tabela G.4 apresentam-se os resultados da incerteza global associada à medição da concentração dos gases de exaustão, sendo igualmente apresentados dois valores de incerteza na medição do monóxido de carbono (leituras 1 e 2, identificadas anteriormente).

Tabela G. 4 – Incertezas globais associadas à medição da concentração dos gases de exaustão

U_{O_2} [%]	U_{CO_2} [%]	U_{CO} [%]	U_{NO} [%]	U_{NO_2} [%]
$\pm 0,100$	$\pm 0,200$	1: $\pm 0,00025$	$\pm 0,001$	$\pm 0,001$
		2: $\pm 0,00165$		

G.2. Incerteza associada à medição das temperaturas

Nesta secção, apresenta-se a análise de incertezas inerente à medição das temperaturas recorrendo a termopares tipo K ligados à placa de aquisição *CIO-STA-TC*. Para esta análise, foi considerada a incerteza relativa à medição do termopar e à do sistema de aquisição de dados. Os termopares apresentam uma exatidão de $\pm 1,1\%$ da leitura. Segundo o fabricante, o sistema de aquisição de dados apresenta uma exatidão de $\pm 0,15\%$ da leitura $\pm 0,3^\circ\text{C}$ e uma resolução de $0,04^\circ\text{C}$.

Para a incerteza aleatória da medição das temperaturas, P_T , considerou-se ser igual à resolução permitida pelo sistema de aquisição. As incertezas sistemáticas associadas ao termopar B_K e ao sistema de aquisição de dados B_{AQ} foram calculadas de acordo com a respetiva exatidão. A incerteza sistemática total associada à medição das temperaturas B_T foi calculada através da equação G.6 e a incerteza global inerente a esta medição U_T foi calculada recorrendo à equação G.7:

$$B_T = \sqrt{B_K^2 + B_{AQ}^2} \quad (G.6)$$

$$U_T = \sqrt{P_T^2 + B_T^2} \quad (G.7)$$

Na Tabela G.5 encontram-se as incertezas associadas à medição das temperaturas. Uma vez que o valor das incertezas globais varia de acordo com a leitura considerada, foram utilizados diferentes valores de temperatura. Deste modo, na Tabela G.5 apresentam-se as

incertezas calculadas para a medição da temperatura média da água de entrada na caldeira (aproximadamente 14 °C), da temperatura média da água de saída da caldeira (aproximadamente 38 °C), da temperatura mínima e máxima dos gases de exaustão (aproximadamente 85 e 110 °C) e da temperatura mínima e máxima de chama (aproximadamente 630 e 950 °C).

Tabela G. 5 – Determinação das incertezas associadas à medição das temperaturas

T [°C]	B_K [°C]	B_{AQ} [°C]	P_T [°C]	B_T [°C]	U_T [°C]	U_T/T [%]
14	0,15	0,30	0,04	0,34	0,34	2,44
38	0,42	0,31	0,04	0,52	0,52	1,37
85	0,94	0,31	0,04	0,99	0,99	1,16
110	1,21	0,32	0,04	1,25	1,25	1,14
630	6,93	0,39	0,04	6,94	6,94	1,10
950	10,45	0,44	0,04	10,46	10,46	1,10

G.3. Incerteza da calibração do caudalímetro

Nesta secção será realizada uma breve e simplista análise de incertezas à correlação obtida para a calibração do caudalímetro, apresentada na Secção A.1 do Anexo A. Ao conjunto de dados experimentais de tensão e caudal mássico de água foi aplicado o método dos mínimos quadrados e obteve-se a equação do ajuste linear exposta na Figura A.2 do Anexo A, equação esta do tipo:

$$Y(X) = mX + c \quad (G.8)$$

onde a variável X é o sinal de saída do caudalímetro em tensão [V] e a variável Y é o caudal mássico de água [kg/min].

O modelo simplista adotado para esta análise de incertezas aplica-se apenas quando não são consideradas incertezas sistemáticas em ambas as variáveis e quando toda a incerteza aleatória está concentrada nos valores de Y (Coleman e Steele, 2009). Estas duas hipóteses equivalem a serem feitas as seguintes simplificações:

- Não se considera a incerteza sistemática da balança utilizada na medição nem a incerteza sistemática da leitura e da aquisição do sinal de tensão do caudalímetro;
- Não se considera a incerteza aleatória na cronometragem do tempo, desprezando-se a incerteza inerente ao tempo de reação do operador.

Desta forma, a análise adotada permite apenas contabilizar a incerteza no ajustamento linear, pelo que se tornam aceitáveis as considerações mencionadas anteriormente. É possível, então, calcular o erro padrão associado à correlação obtida para a calibração do caudalímetro, S_Y , recorrendo à equação G.9:

$$S_Y = \left[\frac{\sum_{i=1}^N (Y_i - Y(X_i))^2}{N - 2} \right]^{1/2} = \left[\frac{\sum_{i=1}^N (Y_i - mX_i - c)^2}{N - 2} \right]^{1/2} \quad (\text{G.9})$$

onde N é o número de leituras (neste caso igual a 10), a variável Y_i remete para os valores medidos experimentalmente do caudal mássico de água e a variável $Y(X_i)$ remete para os valores calculados do caudal mássico através da regressão linear para um determinado X_i .

O parâmetro S_Y é, portanto, uma estimativa do desvio padrão dos valores de Y_i na ausência de incerteza nos valores de X_i (Coleman e Steele, 2009). Sabendo a estimativa do desvio padrão, a incerteza aleatória apropriada a atribuir a um dado valor obtido através da curva de calibração é dada pela equação G.10:

$$P_{Y,95\%} = tS_Y \quad (\text{G.10})$$

onde $P_{Y,95\%}$ é a incerteza aleatória de um dado valor $Y(X_i)$, para um intervalo de confiança de 95%, e t é o valor da distribuição t de Student calculada para $(N - 2)$ graus de liberdade (neste caso 8 graus de liberdade) e para um intervalo de confiança de 95%. Esta incerteza aleatória passa a ser uma incerteza sistemática fossilizada.

Considerando $Y(X)$ o valor “médio” obtido pela curva para um dado valor de X , é possível obter o intervalo que contém o valor médio da população mãe, μ_Y . Deste modo, μ_Y está contido entre:

$$\mu_Y = Y(X_i) \pm t \left\{ S_Y^2 \left[\frac{1}{N} + \frac{(X_i - \bar{X})^2}{S_{XX}} \right] \right\}^{1/2} \quad (\text{G.11})$$

onde os parâmetros \bar{X} e S_{XX} são obtidos pelas equações G.12 e G.13, respetivamente.

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad (\text{G.12})$$

$$S_{XX} = \sum_{i=1}^N X_i^2 - N\bar{X}^2 \quad (\text{G.13})$$

Na Tabela G.6, apresentam-se os resultados das equações expostas nesta secção, permitindo obter o erro do ajuste da correlação, para um intervalo de confiança de 95%.

Tabela G. 6 – Valores para a determinação do erro do ajuste da correlação para um intervalo de confiança de 95%

<i>Parâmetro</i>	<i>Valor</i>
N	10
t	2,306
\bar{X} [V]	2,976
S_{XX} [V ²]	±28,053
S_Y [kg/min]	±0,129
$P_{Y,95\%}$ [kg/min]	±0,297